

Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft

Technische Universität Darmstadt



MITTEILUNGEN

Heft 152

2016

Silke Schneider

**Funktionsanalyse und Wirkungsoptimierung einer
Wasserdruckmaschine**

Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft
Technische Universität Darmstadt



**Funktionsanalyse und Wirkungsoptimierung
einer Wasserdruckmaschine**

Vom Fachbereich Bau- und Umweltingenieurwissenschaften
der Technischen Universität Darmstadt

zur Erlangung des akademischen Grades
eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation von
Dipl.-Ing. Silke Schneider
aus Erbach im Odenwald

1. Prüfer: Prof. Dr.-Ing. habil. U.C.E. Zanke
2. Prüfer: Prof. Dr.-Ing. habil. B. Lehmann

Tag der Einreichung: 13. Mai 2015
Tag der mündlichen Prüfung: 2. Juli 2015

Darmstadt, im April 2016

Zugl.: Darmstadt, Techn. Univ., Diss., 2016

D17

Mitteilungen des Instituts für Wasserbau und Wasserwirtschaft
der Technischen Universität Darmstadt; Heft 152

Diese Mitteilungsreihe hat zwei Wurzeln:

- die **“Wasserbau-Mitteilungen”** (41 Hefte), begründet 1966 von Prof. Dr.-Ing. Friedrich Bassler, später fortgeführt von Prof. Dr.-Ing. Josef Mock,
- die **“Technischen Berichte über Ingenieurhydrologie und Hydraulik”** (54 Hefte), herausgegeben seit 1965 von Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E. h. Otto Kirschmer, später fortgeführt von Prof. Dr.-Ing. Ralph C. M. Schröder und Prof. Dr.-Ing. Manfred Ostrowski.

Mit dem Dienstantritt von Prof. Dr.-Ing. Ulrich Zanke als Nachfolger von Prof. Mock sind diese beiden Reihen zusammengeführt worden. Die zwei Fachgebiete des Instituts für Wasserbau und Wasserwirtschaft

- Ingenieurhydrologie und Wasserbewirtschaftung
- Wasserbau und Hydraulik

dokumentieren damit auch nach außen ihre Zusammengehörigkeit. Die neue Nummerierung ergibt sich aus der Summe der Hefte beider Vorgängerreihen.

Die **“Mitteilungen des Instituts für Wasserbau und Wasserwirtschaft der Technischen Universität Darmstadt”** erscheinen in unregelmäßiger Folge im Eigenverlag des Instituts für Wasserbau und Wasserwirtschaft. Ein Nachdruck, auch auszugsweise, ist nur mit Genehmigung des Geschäftsführenden Institutsdirektors gestattet.

(ISSN 1430-3434)

FG Ingenieurhydrologie
u. Wasserbewirtschaftung
Franziska-Braun-Straße 7
64287 Darmstadt
Tel.: 0 61 51/16 20860
FAX: 0 61 51/16 20865
E-Mail: feldmann@ihwb.tu-darmstadt.de

FG Wasserbau und Hydraulik
Franziska-Braun-Straße 7
64287 Darmstadt
Tel.: 0 61 51/16 21165
FAX: 0 61 51/16 21164
E-Mail: wabau@wb.tu-darmstadt.de

Aktuelle Informationen über das Institut und seine Lehrangebote finden Sie im World Wide Web unter: <http://www.iww.tu-darmstadt.de>

Herausgeber:

Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lehmann (Wasserbau und Hydraulik)
Prof. Dr. habil. Britta Schmalz (Ingenieurhydrologie und Wasserbewirtschaftung)

Vorwort

Die Energie des Wassers wurde schon mehrere Jahrhunderte v. Chr. genutzt, zunächst zur Feldbewässerung mit Schöpfmühlen zum Heben von Wasser. Insbesondere die römischen Ingenieure erweiterten die Nutzbarkeit von Wasserrädern durch Konstruktionen zum Antrieb für Getreidemühlen sowie Sägemühlen zum Sägen von Holz, Stein und Marmor.

Wasser kann Energie in drei untereinander austauschbaren Formen beinhalten: kinetische Energie, potentielle Energie und Druckenergie. Je nach den örtlichen Verhältnissen kann man die Energieausbeute durch entsprechend angepasste Konstruktionen optimieren. Steht z.B. insbesondere Fallhöhe zur Verfügung, ist ein overschlächtiges Wasserrad das Modell der Wahl. Bei wenig Fallhöhe, aber ausreichendem Zufluss, kann hingegen ein unterschlächtiges Rad nutzbringend eingesetzt werden.

Wasserräder wurden über mehr als zwei Jahrtausende weiterentwickelt und sind erst mit dem Beginn des Turbinenbaus mehr und mehr durch Wasserturbinen abgelöst worden. Erste Grundlagen für Turbinen entstanden im 18. Jahrhundert. Verschiedene Anwendungen dieser neuen Technik erfolgten aber erst im 19. und insbesondere im 20. Jahrhundert. Da Turbinen jedoch bei kleinen Durchflussmengen, wie sie an vielen Kleingewässern bestehen, einen ungünstigen Wirkungsgrad haben, werden in diesen Gewässern nach wie vor auch Wasserräder betrieben und es besteht auch heute noch Bedarf an Ersatz und Neueinrichtung solcher Anlagen.

Früher wurden Wasserräder vorwiegend als Holzkonstruktionen errichtet, später kamen auch Blech und Eisen hinzu. Heute stehen weitere Materialien wie Gummi zu Dichtungszwecken (Vermeidung von Verlustwasser) und erheblich bessere Lager zur Verfügung. Vor diesem Hintergrund wird verständlich, dass trotz 2000jähriger Entwicklungsgeschichte auch heute noch Vorschläge zur Verbesserung der Wirkungsgrade und Nutzbarkeit von Wasserrädern veröffentlicht werden. Vor dem Hintergrund des Bestrebens, Kraftwerke mit Nutzung fossiler Brennstoffe durch solche mit Nutzung regenerativer Energien zu ersetzen, ergaben sich in letzter Zeit neues Potential und neue Motivation zu Forschungen an Wasserrädern.

Dies ist der Hintergrund der Arbeit von Frau Dr.-Ing. Silke Schneider. Frau Schneider hat eine Idee der Universität Southampton, die sogenannte Wasserdruckmaschine, aufgegriffen und das Ziel verfolgt, die hydraulischen und ökologischen Eigenschaften dieser Maschine zu analysieren und für die praktische Nutzung zu optimieren. Zu den ökologischen Aspekten zählen

insbesondere die Durchgängigkeit für Fische, aber ebenso für die Sedimente im Gewässer sowie für Treibgut. Die Fischdurchgängigkeit an kleinen Wasserkraftanlagen ist in der langen Zeit von der Antike bis in die jüngste Vergangenheit kein Thema gewesen. Frau Schneider hat mit deren systematischer Untersuchung einen wichtigen Aspekt der Nutzung der Kleinwasserkraft aufgegriffen und wichtige Erkenntnisse zu diesem Thema erarbeitet.

Hannover/Garbsen im Oktober 2015

Univ. Prof. Dr.-Ing. habil. Prof. h.c. U.C.E. Zanke

Danksagung

Mein Dank gilt allen, die mich in den Jahren während meiner Promotion unterstützt und auf die eine oder andere Weise zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Ulrich Zanke (Technische Universität Darmstadt), der mich sowohl während meiner Zeit am Fachgebiet Wasserbau betreut hat und auch im Anschluss weiterhin als Ansprechpartner zur Verfügung stand.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lehmann (Technische Universität Darmstadt) danke ich ganz herzlich für die Übernahme des Koreferats und seine Unterstützung bei der Fertigstellung meiner Arbeit.

Ich bedanke mich ebenfalls bei den ehemaligen Kolleginnen und Kollegen des Instituts für Wasserbau und Wasserwirtschaft sowie den Projektpartnern im europäischen Forschungsprojekt Hylow, welche mich durch eine Vielzahl an Fachgesprächen bei der Erstellung meiner Dissertation unterstützt haben. Mein besonderer Dank gilt hierbei Frau Prof. Dr.-Ing. Nicole Saenger und Herrn Dr. Gerald Müller für deren jederzeit offenes Ohr und die vielen konstruktiven Diskussionen.

Ein großes Dankeschön auch an die Mitarbeiter der Werkstatt der Versuchsanstalt für Wasserbau und Wasserwirtschaft der Technischen Universität Darmstadt, die durch den Umbau der Versuchsrinne und den Bau der Wasserdruckmaschinen die Versuche möglich gemacht haben. Danken möchte ich an dieser Stelle ebenfalls den inzwischen ehemaligen Vertiefungsfachstudentinnen und -studenten des Fachgebiets Wasserbau, die mich bei der Durchführung der großen Anzahl an Versuchen und Untersuchungen in der Laborrinne sowie am Standort im Spessart unterstützt haben.

Schließlich gilt mein besonderer Dank meinen Eltern, meiner Familie und meinem Freund Steffen für ihre andauernde Unterstützung, Aufmunterung und Geduld während der letzten Jahre.

Inhaltsverzeichnis

1.....Einleitung	1
1.1. Veranlassung	1
1.2. Motivation und Zielsetzung	2
1.3. Aufbau der Arbeit	3
2.....Historie und aktuelle Situation der kleinen Wasserkraft	5
2.1. Definition „Kleine Wasserkraft“	5
2.2. Historie der Kleinwasserkraft	5
2.3. Bedeutung und Potentiale der Wasserkraft	9
2.4. Anforderungen an Wasserkraftanlagen	11
2.4.1. Technische Anforderungen	11
2.4.2. Gesetzliche Rahmenbedingungen	11
2.4.3. Kleinwasserkraft im Spannungsfeld zwischen verschiedenen Anforderungen	13
2.5. Konventionelle Technologien zur Nutzung kleiner Wasserkräfte mit niedrigen Fallhöhen	15
2.5.1. Wasserräder	15
2.5.2. Francis-Turbine	17
2.5.3. Kaplan-Turbine	18
2.5.4. Durchströmturbine	19
2.6. Aktuelle Entwicklungen zur Nutzung kleiner Wasserkräfte	20
2.6.1. VLH-Turbine	21
2.6.2. Wasserkraftschnecke	22
2.6.3. Weiterentwickelte Wasserradtechnologie	24
2.6.4. Schachtkraftwerk	25
2.6.5. Bewegliches Wasserkraftwerk	26
2.6.6. Wasserwirbelkraftwerk	27
3.....Hydromechanik der Wasserräder	29
3.1. Wasserkraftmaschinen – Kriterien zur Abgrenzung der Wasserräder von Turbinen	29
3.2. Wirkungsweise von Wasserrädern	30
3.3. Einsatzbereiche von Wasserrädern	32
3.4. Verluste an Wasserrädern	36
3.4.1. Verluste im Wasserzulauf	37
3.4.2. Verluste am Eintrittsbauwerk	38
3.4.3. Verluste beim Eintritt des Wassers in das Rad durch Stoß und Rückschlag	40
3.4.4. Weitere Verluste beim Eintritt des Wassers in das Rad	41
3.4.5. Verluste innerhalb des Rades	42
3.4.6. Verluste beim Austritt des Wassers	45
3.4.7. Weitere Verluste	47

4.....Beschreibung der hydrostatischen Druckmaschinen	48
4.1. Einsatzbereiche der hydrostatischen Druckmaschinen und Abgrenzung gegenüber Wasserrädern	48
4.2. Wirkungsprinzip der hydrostatischen Druckmaschinen	49
4.2.1. Vereinfachtes Wirkungsprinzip	49
4.2.2. Beschreibung des Wirkungsprinzips des Wasserdruckrades	50
4.2.3. Beschreibung des Wirkungsprinzips der Wasserdruckmaschine	53
4.3. Theoretische Beschreibung der Verluste einer Wasserdruckmaschine	56
4.3.1. Vorgehen zur theoretischen Beschreibung der Verluste	56
4.3.2. Ansatz einer Theorie für turbulenzbedingte Verluste	56
4.3.3. Ansatz einer Theorie zur Beschreibung der Spaltverluste	57
4.3.4. Ansatz einer Theorie für Verluste beim Austauschen der Schaufeln und im Abstrom	59
4.3.5. Ansatz der Theorie für Verluste aus Reibung	61
4.3.6. Ansatz der Theorie für Lagerverluste	61
4.3.7. Zusammenfassende Darstellung der Leistungsverluste	61
4.4. Vorliegende Untersuchungen an Wasserdruckrädern	62
4.5. Vorliegende Untersuchungen an Wasserdruckmaschinen	65
4.6. Diskussion der bisherigen Versuchsergebnisse und des Forschungsbedarfs	67
5.....Analyse zur Optimierung der Wasserdruckmaschine	69
5.1. Versuchsaufbau	70
5.2. Versuchsdurchführung	71
5.3. Analyse und Ergebnisse der Versuche	74
5.3.1. Analyse der Verluste im Zulauf zur Wasserdruckmaschine	75
5.3.2. Analyse des Verhaltens der Wasserdruckmaschine mit geraden Schaufeln und variierten Spaltweiten	77
5.3.3. Analyse des Einflusses der untersuchten Schaufelformen	83
5.3.4. Analyse des Einflusses des Breitenverhältnisses von Maschine zu Gerinne bei diagonal angeordneten, geraden Schaufeln	88
5.3.5. Analyse des Einflusses von Ober- und Unterwasserstand auf das Maschinenverhalten	93
5.3.6. Analyse des Rotationsverhaltens der Wasserdruckmaschine	99
5.4. Diskussion und Beurteilung der Versuchsergebnisse	100
5.5. Einbau einer Wasserdruckmaschine im Naturmaßstab	103
5.5.1. Prototyp einer Wasserdruckmaschine im Spessart (Lohr)	103
5.5.2. Prototyp einer Wasserdruckmaschine in Bulgarien (Iskar)	106
5.6. Diskussion der Untersuchungen im Labor- und Feldversuch	108
5.7. Beurteilung der Wirtschaftlichkeit der Wasserdruckmaschine	110
6.....Untersuchungen zur Durchgängigkeit	113
6.1. Durchgängigkeit von Fließgewässern	113
6.2. Durchgängigkeit für im Fließgewässer lebende Tiere	114
6.2.1. Einfluss von Querbauwerken auf die aquatische Fauna	114
6.2.2. Durchgängige Gestaltung von Querbauwerken	115
6.2.3. Schädigung von Fischen an Querbauwerken mit Wasserkraftanlagen	117
6.2.4. Übertragung von Schadensmechanismen bei Turbinen auf die Wasserdruckmaschinen	119

6.3.	Untersuchung der Auswirkungen der Wasserdruckmaschine auf Fische in einer Laborrinne	120
6.3.1.	Untersuchungsgrundlagen und Fragestellung	120
6.3.2.	Aufbau und Durchführung der Untersuchungen	121
6.3.3.	Ergebnisse der Fischbeobachtungen	122
6.4.	Untersuchung der Auswirkungen der Wasserdruckmaschine auf Fische im Feldversuch	127
6.5.	Diskussion der Untersuchungen in den Versuchsrinnen und im Freiland	128
6.6.	Betrachtung der Durchgängigkeit für Sediment und Treibgut	130
6.7.	Gesamtbeurteilung der Durchgängigkeit	133
7.....	Zusammenfassung, Bewertung und Ausblick	135
7.1.	Zusammenfassung	135
7.2.	Bewertung	137
7.3.	Ausblick	138
	Quellenverzeichnis	141
	Anhang	

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Schema a. des Wasserschöpfrades und b. der Wassermühle nach der Beschreibung von Vitruvius (nach Wölfel, 1987)	6
Abbildung 2:	Darstellung der Prinzipis des a. Poncelet-, b. Sagebien- und c. Zuppinger-Rades (nach Brüdern, 2006)	8
Abbildung 3:	Schematischer Aufbau eines Ausleitungskraftwerks (ohne Darstellung der Anlagen Fischschutz sowie zum Fischeaufstieg und -abstieg)	11
Abbildung 4:	Anforderungen an eine Wasserkraftanlage	14
Abbildung 5:	Klassifizierung der Wasserräder in a. unterschlächtiges Wasserrad, b. mittelschlächtiges Wasserrad und c. overschlächtiges Wasserrad (nach Brüdern, 2009)	15
Abbildung 6:	Darstellung einer Schiffsmühle, Typ Katamarin um 1739 (Jehle, 2015)	16
Abbildung 7:	Franics-Schachtturbine in Heberanordnung (Rauch, 1959)	17
Abbildung 8:	Kaplan-Turbine für den Einsatz bei niedrigen Fallhöhen: a. Turbine in Heberanordnung mit einer Fallhöhe $H = 1,89$ m (Rauch, 1959), b. Wirkungsgradverlauf einer doppelt regulierten Kaplan-Turbine (nach Rauch, 1959; nach Ossberger, 2012a)	18
Abbildung 9:	Durchströmturbine: a. Aufbau (Ossberger, 2016; modifiziert), b. Wirkungsgradverlauf (nach Ossberger, 2012b)	19
Abbildung 10:	VLH-Turbine, a) Blick von Unterstrom auf die angehobene Anlage (MJ2 Technologies, 2011), b) Wirkungsgradverläufe (nach Eichenberger et al., 2011)	21
Abbildung 11:	a. Wasserkraftschnecke, b. Messungen an einer Wasserkraftschnecke mit $D = 1050$ mm, $L = 4700$ mm, $\alpha = 30^\circ$, $n = 53$ 1/min und $Q_{\max} = 320$ l/s (nach Brada, 1999)	23
Abbildung 12:	Weiterentwickelte Wasserradtechnologie, Wirkungsgradverläufe (nach Seidel et al., 2006)	24
Abbildung 13:	a. Modell des Schachtkraftwerks, Blick von Unterwasser (Sepp, 2015), b. Schachtkraftwerk im Querschnitt (nach Sepp et al., 2011)	25
Abbildung 14:	Bewegliches Wasserkraftwerk: a. Gesamtansicht (Hydroenergie Roth, 2011a)	26
Abbildung 15:	Wasserwirbelkraftwerk (GWWK, 2016; modifiziert)	28
Abbildung 16:	Wirkungsgradverläufe verschiedener Energiewandler bezogen auf den Ausbaudurchfluss Q_A (nach Giesecke und Mosonyi, 2009; nach Raabe, 1989)	33
Abbildung 17:	a. Sagebien-Rad (Müller, 1899c), b. Wasserrad mit Überfalleinlauf nach verbessertem System Zuppinger (modifiziert nach Bach, 1886b)	34
Abbildung 18:	Unterschlächtiges Wasserrad im Schussgerinne ($D = 5,2$ m, $P = 33,1$ kW) im a. Längsschnitt und b. Querschnitt (Müller, 1899a)	35
Abbildung 19:	a. Poncelet-Rad (Poncelet, 1827), b. Zuppinger-Niedergefällerrad (modifiziert nach Müller, 1939)	36
Abbildung 20:	Verortung der an einem mittelschlächtigen Wasserrad mit Kropfgerinne auftretenden Verlustarten und Definition der auftretenden mittleren Fließgeschwindigkeiten (Darstellung des Wasserrades nach Brüdern, 2009)	37
Abbildung 21:	Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung bei Eintritt des Wassers in das Rad, a. Lage der betrachteten Schaufel; Geschwindigkeitsverteilung bei b. stoßfreiem Eintritt, c. Stoß auf Schaufel und d. Rückschlag auf Schaufel (nach Nuernbergk, 2005)	40
Abbildung 22:	Szenarien zur Betrachtung des Unterwasserstandes, a. Idealer Unterwasserstand, b. Hoher Unterwasserstand und c. Niedriger Unterwasserstand	46
Abbildung 23:	Wirkungsprinzip des hydrostatischen Druckunterschieds (nach Senior, 2009)	50

Abbildung 24:	a. Ansicht eines Wasserdruckrades, b. Darstellung des Nutzungsprinzips des Wasserdruckrades (nach Senior et al., 2010)	51
Abbildung 25:	Theoretische Wirkungsgrade und Leistungskurven des Wasserdruckrades (nach Senior et al., 2010)	52
Abbildung 26:	a. Installierte Wasserdruckmaschine, b. Darstellung des Nutzungsprinzips der Wasserdruckmaschine (nach Senior et al., 2010)	53
Abbildung 27:	Theoretische Wirkungsgrade und Leistungskurven der Wasserdruckmaschine für ein Ober- zu Unterwasserverhältnis von $h_1/h_2 = 2$ ohne Ansatz von Verlusten (nach Senior et al., 2010)	55
Abbildung 28:	Wirkungsmechanismus des Zuppinger'schen Wasserrades (Delabar, 1867): a. Ansicht, b. Draufsicht	55
Abbildung 29:	Querschnitt einer Wasserdruckmaschine zur schematischen Darstellung der Bereiche von Spaltverlusten für a. eine Schaufelbreite über die gesamte Rinnenbreite und b. eine gegenüber der Rinnenbreite reduzierte Schaufelbreite (ohne Maßstab, Spaltweiten überhöht dargestellt)	58
Abbildung 30:	Wasserdruckrad ($D = 840$ mm) in einer Versuchsrinne der Technischen Universität Darmstadt, a. Flacher gekrümmter Bodeneinbau, b. Prony'sche Bremse	63
Abbildung 31:	a. Wasserdruckrad 2 ($D = 1000$ mm) und b. Wasserdruckrad 3 ($D = 1800$ mm) in Versuchsrinnen der Universität Southampton (Senior, 2009)	64
Abbildung 32:	Wasserdruckrad mit a. festen Schaufeln und b. flexiblen Schaufeln (nach Schwyzer, 2011)	65
Abbildung 33:	a. Wasserdruckmaschine von Senior (eigenes Foto), b. Wasserdruckmaschine von Linton (Linton, 2008), c. Wasserdruckmaschinen mit zwei unterschiedlichen flexiblen Schaufelarten: schräge Befestigung auf der Nabe (links), radiale Befestigung auf der Nabe (rechts) (Linton, 2009)	66
Abbildung 34:	Überblick der Analyseschwerpunkte zur Optimierung der Wasserdruckmaschine	69
Abbildung 35:	Versuchsaufbau im Überblick – Laborrinne mit installierter Wasserdruckmaschine	70
Abbildung 36:	Schema des Versuchsaufbaus (ohne Maßstab)	71
Abbildung 37:	Betrachtete Schaufelformen: a. Gerade Schaufeln, b. Gebogene Schaufeln und c. Diagonal montierte Schaufeln	72
Abbildung 38:	Varianten der Wasserdruckmaschine mit Wasserdruckmaschinen- zu Rinnenbreite im Verhältnis a. 1:1 (Blick von Unterwasser), b. 1:1,3 (Blick von Unterwasser) und c. 1:2 (Blick von Oberwasser)	72
Abbildung 39:	Definition der Wasserstände im Ober- und Unterwasser der Wasserdruckmaschine	73
Abbildung 40:	Ablauf der Analyse der Versuchsergebnisse für die Wasserdruckmaschine	75
Abbildung 41:	Geometrische Gestaltung des Zulaufs zur Wasserdruckmaschine: a. Draufsicht und b. Ansicht (mit zwei effektiven Stufentiefen, Einheiten: mm, ohne Maßstab)	76
Abbildung 42:	Darstellung des Befüllvorgangs der Schaufelzwischenräume für eine Wasserdruckmaschine mit geraden, radial montierten Schaufeln ($Q = 138,4$ l/s, $n = 7,3$ U/min, $h_1 = 811$ mm), a. Einströmen des Wassers in den Schaufelzwischenraum, b. Herausdrängen von Wasser aus dem Zwischenraum durch die nachfolgende Schaufel, c. Wellenbildung vor Beginn der Befüllung des nächsten Zwischenraums	77
Abbildung 43:	Einfluss des Verhältnisses der Wasserspiegellagen im Ober- und Unterwasser bei geraden Schaufeln und gemessenen Durchflüssen auf a. den Wirkungsgrad und b. die Leistung	78

Abbildung 44:	a. Darstellung des Zusammenhangs zwischen Durchfluss und Drehzahl für die Wasserdruckmaschine mit $b = 970 \text{ mm}$, $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 200 \text{ mm}$, b. Darstellung der gemessenen und wirksamen Durchflüsse sowie Spaltdurchflüsse für die Wasserdruckmaschine mit diagonal montierten Schaufeln mit $b = 470 \text{ mm}$, $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 200 \text{ mm}$	80
Abbildung 45:	a. Aufbau der Gummiabdichtungen und unterstützende Struktur, b. Verkürzte Schaufeln mit einem Spalt von 60 mm zwischen Schaufelkante und Bodeneinbau (mit Gummidichtung)	81
Abbildung 46:	Einfluss der Spalten auf die Wirkungsgradverläufe und Leistungskurven für gerade Schaufeln für a. und b. $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 400 \text{ mm}$ sowie c. und d. $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 200 \text{ mm}$	82
Abbildung 47:	Gegenüberstellung des gemessenen Durchflusses und der gemessenen Drehzahl für a. $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 400 \text{ mm}$ sowie b. $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 200 \text{ mm}$	83
Abbildung 48:	Einfluss der Schaufelformen bei Ansatz der gemessenen Durchflüsse auf die Wirkungsgradverläufe und Leistungskurven für einen Oberwasserstand von $h_1 = 815 \text{ mm}$ in Kombination mit a. und b. $h_2 = 400 \text{ mm}$ sowie c. und d. $h_2 = 200 \text{ mm}$	84
Abbildung 49:	Einfluss der Schaufelformen bei Ansatz idealisierter Durchflüsse auf die Wirkungsgradverläufe für $h_1 = 815 \text{ mm}$ und a. $h_2 = 400 \text{ mm}$ und b. $h_2 = 200 \text{ mm}$	86
Abbildung 50:	Gegenüberstellung der gemessenen Drehmomente für die drei verschiedene Schaufelformen für a. $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 400 \text{ mm}$ und b. $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 200 \text{ mm}$	86
Abbildung 51:	Gegenüberstellung der Messwerte und der entwickelten Theorie für die Wasserdruckmaschine für a. $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 400 \text{ mm}$ (gerade Schaufeln: $c_D = 15$, diagonal montierte Schaufeln: $c_D = 8$) und b. $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 200 \text{ mm}$ (gerade Schaufeln: $c_D = 7$, diagonal montierte Schaufeln: $c_D = 4,5$)	87
Abbildung 52:	Ausbildung einer lokal begrenzten turbulenten Zone im Oberwasser der Wasserdruckmaschine für a. Wasserdruckmaschinen- zu Rinnenbreite von $1:1,3$ ($h_1 = 807 \text{ mm}$, $h_2 = 197 \text{ mm}$, $Q = 161,7 \text{ l/s}$) und b. Wasserdruckmaschinen- zu Rinnenbreite von $1:2$ ($h_1 = 815 \text{ mm}$, $h_2 = 197 \text{ mm}$, $Q = 137,2 \text{ l/s}$)	88
Abbildung 53:	Einfluss des Verhältnisses von Wasserdruckmaschinen- zu Rinnenbreite bei Ansatz der gemessenen Durchflüsse auf die Wirkungsgradverläufe: a. Wasserstände $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 400 \text{ mm}$, b. Wasserstände $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 200 \text{ mm}$	89
Abbildung 54:	Wirkungsgradverläufe für die Wasserdruckmaschine mit diagonal montierten Schaufeln und Maschinen- zu Rinnenbreite von $1:2$ in Bezug auf Q_{mess} , Q_{ideal} und $Q_{\text{red.Spalte50\%}}$ sowie der Theorie für a. $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 400 \text{ mm}$ ($c_D = 1,55$ in Theorie), b. $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 200 \text{ mm}$ ($c_D = 0,55$ in Theorie)	90
Abbildung 55:	Darstellung der einzelnen Verlustterme der für die Wasserdruckmaschine (Breitenverhältnis $1:2$) entwickelten Theorie für a. $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 400 \text{ mm}$, b. $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 200 \text{ mm}$	91
Abbildung 56:	Einfluss des Oberwasserstandes für die Wasserdruckmaschine mit dem Breitenverhältnis $1:2$ bei Ansatz der gemessenen Durchflüsse auf die Wirkungsgradverläufe und Leistungskurven: a. und b. $h_2 = 400 \text{ mm}$, c. und d. $h_2 = 200 \text{ mm}$	93
Abbildung 57:	Einfluss des Oberwasserstandes für die Wasserdruckmaschine mit diagonal sowie radial montierten, geraden Schaufeln mit dem Breitenverhältnis $1:1$ bei Ansatz gemessener Durchflüsse (Q_{mess}) auf die Wirkungsgradverläufe für ein Unterwasserstand von $h_2 = 200 \text{ mm}$	94

Abbildung 58:	Darstellung der für die Wasserdruckmaschine entwickelten Theorie mit den Messwerten für die Wasserdruckmaschine mit einem Maschinen- zu Rinnenbreitenverhältnis von 1:2 in Bezug auf variierte Oberwasserstände für a. $h_2 = 400$ mm und b. $h_2 = 200$ mm	95
Abbildung 59:	Einfluss des Unterwasserstandes bei Ansatz der gemessenen Durchflüsse und einem Oberwasserstand von $h_1 = 815$ mm auf a. die Wirkungsgradverläufe und b. die Leistungskurven für die Wasserdruckmaschine mit diagonal montierten Schaufeln und einem Verhältnis der Schaufel- zu Gerinnebreite von 1:2	96
Abbildung 60:	Analyse des Einflusses der Widerstandsverluste sowie der Verluste durch die Unterwasserspiegellage in Hinblick auf die entwickelte theoretische Beschreibung der Wasserdruckmaschine mit a. geraden Schaufeln, b. diagonalen Schaufeln und c. diagonalen Schaufeln mit reduzierter Breite (Verhältnis Maschine- zu Rinnenbreite von 1:2) für $h_1 = 815$ mm	97
Abbildung 61:	Einbauten im Unterwasser mit erhöhtem Boden mit Gefälle von 1% (Blick von Unterwasser), a. Symmetrische Leitwände (Winkel: 8°), b. Symmetrische Leitwände (Winkel: 0°) und c. Asymmetrische Leitwände (Winkel: 0° und 8°) während einem Versuch ($Q = 60$ l/s, $h_2 = 400$ mm)	98
Abbildung 62:	Schwankung des Drehmoments für zwei Varianten der Wasserdruckmaschine bei einem Durchfluss von $Q = 100$ l/s für a. Breitenverhältnis von 1:1 ($n = 4,6$ U/min) und b. Breitenverhältnis von 1:2 ($n = 10,3$ U/min)	99
Abbildung 63:	Darstellung der gemessenen maximalen mechanischen Wirkungsgrade für verschieden untersuchte Wasserdruckmaschinenkonfigurationen mit Unterscheidung hinsichtlich der Wasserstände im Ober- und Unterwasser	101
Abbildung 64:	Empfehlungen zur optimierten Gestaltung der Wasserdruckmaschine auf Grundlage der Untersuchungen im halbtechnischen Maßstab	102
Abbildung 65:	a. Absturzbauwerk am Standort des ehemaligen Zuppinger-Rades im Mühlgraben (Fallhöhe: 1,2 m), b. Entnahmewehr mit zwei Wehrfeldern (Mittlere Fallhöhe: 0,6 m)	103
Abbildung 66:	a. Längsschnitt mit Abmessungen der Anlage (nach Müller et al., 2012), b. Installierte Wasserdruckmaschine (5 kW.), Blick von Unterstrom	104
Abbildung 67:	Modifikation des rechten Feldes des Entnahmewehres	105
Abbildung 68:	Elektrische und mechanische Wirkungsgrade der Wasserdruckmaschine im Spesart für Messungen im Zeitraum Juli bis September 2011 (basierend auf Müller et al., 2012)	106
Abbildung 69:	a. Bestehendes Wehr im Fluss Iskar vor der Baumaßnahme, b. Gesamtanlage der Wasserdruckmaschine nach Fertigstellung (CORDIS, 2013)	106
Abbildung 70:	Mechanische Wirkungsgrade der Wasserdruckmaschine am Fließgewässer Iskar in Bulgarien (basierend auf Bozhinova et al., 2012)	107
Abbildung 71:	Gegenüberstellung der Wirkungsgrade der Wasserdruckmaschine im Labor und in Feldversuchen an Lohr und Iskar (Messwerte Isar basierend auf Bozhinova et al., 2012, Messwerte Lohr basierend auf Müller et al., 2012)	109
Abbildung 72:	Installierte Schutzgitter vor der Wasserdruckmaschine (Adam und Engler, 2011) aus a. Drahtgewebe für Testserien 1 und 2 und b. Kunststoffgewebe für Testserie 3	121
Abbildung 73:	a. Vermeidungsverhalten der Cypriniden im Bereich der Rinnenverengung, b. Cypriniden schwimmen entgegen der Fließrichtung aus der Verengung (nach Adam und Engler, 2011)	123

Abbildung 74:	Aktive Suche der Fische nach Passagemöglichkeiten, a. bodennah suchende Fischarten (u.a. Barben und Kaulbarsche), b. Aal, der das gesamte Schutzgitter absucht (Adam und Engler, 2011)	124
Abbildung 75:	Verhalten der Fische an der Wasserdruckmaschine mit reduzierter Breite: Verweilen (a. und b.) sowie Suche nach einer Passagemöglichkeit durch einen Aal (c.)	125
Abbildung 76:	a. Toter Speisefisch, der in Zelle der Wasserdruckmaschine gesogen wird (Adam und Engler, 2011), b. Schlagverletzung durch Schaufel der Wasserdruckmaschine im Schwanzbereich (eines tot der Rinne zugegebenen Speisefisches)	126
Abbildung 77:	Ablagerung von Sedimenten Oberstrom der Wasserdruckmaschine für a. gerade Schaufeln ($Q = 100 \text{ l/s}$, $h_1 = 815 \text{ mm}$, $h_2 = 400 \text{ mm}$) und b. diagonal montierten geraden Schaufeln mit reduzierter Breite ($Q = 100 \text{ l/s}$, $h_1 = 815 \text{ mm}$, $h_2 = 200 \text{ mm}$)	132

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Jahresarbeit deutscher Wasserkraftanlagen, Bezugsjahr 2007 (nach Floecksmühle et al., 2010)	9
Tabelle 2: Einsatzbereiche und Wirkungsgrade von ausgewählten Wasserrädern nach ¹ Müller (1939) und ² Müller (1899c)	32
Tabelle 3: Formeln zur theoretischen Ermittlung der Durchflussverluste aufgrund von Spalten	58
Tabelle 4: Zusammenfassende Darstellung der theoretischen Beschreibung der Verlustleistungen an der Wasserdruckmaschine	62
Tabelle 5: Quantifizierung der prozentualen Anteile der Verlustterme an den Gesamtverlusten der Wasserdruckmaschine (Breitenverhältnis 1:2) für den maximalen Wirkungsgradbereich ($0,5 < Q/Q_E < 1,0$)	92
Tabelle 6: Gegenüberstellung der geometrischen Parameter der betrachteten Wasserdruckmaschinen in der Versuchsrinne und in der Natur (Gewässer: Lohr und Iskar)	108
Tabelle 7: Kosten des Prototypen einer Wasserdruckmaschine am Standort Spessart, Lohr (Müller et al., 2013)	110
Tabelle 8: Einfluss verschiedener Parameter auf das Schädigungsrisiko abwandernder Fische (nach Adam und Engler, 2011)	128

Abkürzungsverzeichnis

Symbol	Bezeichnung	Einheit
\overline{AB}	Länge des benetzten Bogens	m
A_i	Fließquerschnitt i	m ²
α_2	Eintrittswinkel	°
b	Schaufelbreite, Maschinenbreite	m
B	Gerinnebreite	m
b_{eff}	tatsächliche (effektive) Schaufelbreite	m
β_2	Schaufelwinkel	°
c_D	empirischer Widerstandsbeiwert	-
d	Zapfendurchmesser	m
D	Durchmesser der Nabe der Wasserdruckmaschine	m
d_W	Wassertiefe auf der Schaufel	m
D_W	Wasserraddurchmesser	m
η	mechanischer Wirkungsgrad	-
η_D	Ausnutzungsgrad des Raddurchmessers	-
f	Reibungskoeffizient	-
F	resultierende Kraft in Fließrichtung	N
F_1	Druckkraft im Oberwasser	N
F_2	Druckkraft im Unterwasser	N
f_r	Formbeiwert	-
F_R	resultierende hydrostatische Druckkraft aus F_1 und F_2	N
$F_{R,AB}$	Reibungskraft	N
$F_{V,B}$	der Schaufelrotation entgegen wirkende Kraft	N
$F_{V,H}$	entgegen der Drehrichtung wirkende Kraft aufgrund angehobenen Wasservolumens auf den Schaufeln	N
F_{St}	aufgrund des Stoßes auf Schaufel einwirkende Kraft	N
$F_{V,W}$	Widerstandskraft	N
g	Erdbeschleunigung (9,81)	m/s ²
G	Gewichtskraft des Rades ($G = m \times g$)	N
γ_s	Winkel der resultierenden relativen Geschwindigkeit v_r	°
h	Wassertiefe	m
H	Fallhöhe an der Wasserdruckmaschine	m
h_D	Druckhöhe	m
$h_{D,i}$	Druckhöhe i	m
h_f	(zur Verfügung stehende) Fallhöhe am Wasserrad	m
$h_{f,i}$	lokale Fallhöhe i	m
H_T	Tauchung der Schaufel	m
$h_{V,A,1}$	Verlustrhöhe aus Geschwindigkeit des ausströmenden Wassers / Verlustrhöhe im Abstrom der Wasserdruckmaschine	m
$h_{V,A,1-E}$	Ergänzung der Verlustrhöhe $h_{V,A,1}$	m
$h_{V,A,2}$	Verlustrhöhe beim Ausströmen durch zu niedrigen Unterwasserstand	m
$h_{V,A,2a}$	Verlustrhöhe beim Ausströmen durch zu hohen oder zu niedrigen Unterwasserstand (aufgrund verschiedener Geschwindigkeit)	m
$h_{V,A,2b}$	Verlustrhöhe beim Ausströmen durch zu hohen oder zu niedrigen Unterwasserstand (aufgrund eines Fallhöhenverlustes)	m
$h_{V,A,3}$	Verlustrhöhe durch Hochheben von Wasser über den Unterwasserstand	m
$h_{V,E}$	Verlustrhöhe im Einlauf	m
$h_{V,R}$	Verlustrhöhe aus Reibung	m

Symbol	Bezeichnung	Einheit
$h_{V,Re}$	Verlusthöhe durch relativen Geschwindigkeitsanteil	m
$h_{V,S}$	Verlusthöhe durch Stoß bzw. Rückschlag	m
$h_{V,S,i}$	Verlusthöhe an der jeweiligen Schaufel i	m
$h_{V,S,1}$	Gesamtverlusthöhe aus Spaltverlusten zwischen Schaufelkante und Kropfboden (radiale Spaltverluste)	m
$h_{V,S,2}$	Gesamtverlusthöhe aus Spaltverlusten zwischen seitlichen Schaufelkante und Kropfseitenwänden	m
$h_{V,Z}$	Verlusthöhe im Zulauf	m
h_1	Wassertiefe im Oberwasser	m
h_2	Wassertiefe im Unterwasser	m
Δh	Fallhöhenverlust an der Wasserdruckmaschine	m
Δh_r	Differenz zwischen der Wasserspiegellage im Unterwasser und innerhalb des letzten geschlossenen Zellvolumens	m
I	Sohlgefälle	m/m
k	absolute hydraulische Rauheit	mm
k_{St}	Rauheitsbeiwert nach Strickler	$m^{1/3}/s$
l	Schaufeltiefe	m
l_b	benetzte Schaufeltiefe	m
l_U	benetzter Umfang	m
λ	dimensionsloser Beiwert (abhängig von Beschaffenheit der Gerinneoberfläche)	-
M	Drehmoment	Nm
μ	Koeffizient (Austrittsbeiwert)	-
$\mu_{S,1}$	Austrittsbeiwert für Schaufelkante des äußeren Umfangs	-
$\mu_{S,2}$	Austrittsbeiwert für Schaufelkante an den Seiten	-
n	Drehzahl	1/min
N	Schaufelanzahl	-
n_E	Entwurfsdrehzahl	1/min
θ_1	Winkel zu Bogenanfang	°
θ_2	Winkel zu Bodenende	°
P	Leistung	W
P_{ab}	Verlustleistung	W
P_{hyd}	hydraulische Leistung	W
p_i	hydrostatischer Wasserdruck	N/m ²
P_{max}	maximale Leistung	W
P_R	resultierende mechanische Leistung	W
P_{St}	Leistung durch Stoß	W
$P_{V,A,1}$	Verlustleistung durch Fließgeschwindigkeit im abströmenden Wasser	W
$P_{V,A,2}$	Verlustleistung durch zu niedrigen Unterwasserstand	W
$P_{V,B}$	Verlustleistung aus Beschleunigung	W
$P_{V,H}$	Verlustleistung durch Anheben von Wasser durch Schaufeln	W
$P_{V,LR}$	Lager-Verlustleistung	W
$P_{VG,i}$	Leistungsverlust an Schaufel i bezogen auf Gesamtleistung	W
$P_{V,i}$	Summe der Verlustleistung der Wasserdruckmaschine	W
$P_{V,R}$	Verlustleistung durch Wasserreibung	W
$P_{V,S}$	Verlustleistung durch Spaltdurchflüsse	W
$P_{V,St}$	durch Stoß verlorengelungene Leistung	W
$P_{V,W}$	Verlustleistung aus Widerstand	W
P_{WDM}	resultierende Leistung der Wasserdruckmaschine	W

Symbol	Bezeichnung	Einheit
φ	Geschwindigkeitsbeiwert	-
ψ	Kontraktionsbeiwert	-
Q	Durchfluss	m^3/s
Q_A	Ausbaudurchfluss	m^3/s
Q_E	Entwurfsdurchfluss	m^3/s
Q_{ideal}	idealer Durchfluss (auf die Wasserdruckmaschine einwirkend)	m^3/s
Q_{max}	theoretisch maximaler Durchfluss der Wasserdruckmaschine	m^3/s
Q_{mess}	gemessener Durchfluss	m^3/s
$Q_{\text{red.Spalte}}$	Durchfluss unter Ansatz reduzierter Spaltverlusten	m^3/s
$Q_{\text{red.Spalte50\%}}$	Durchfluss unter Ansatz reduzierter Spaltverlusten, bestimmt aus Q_{mess} abzüglich $0,5 \cdot Q_{\text{Spalte,Th}}$	m^3/s
$Q_{\text{Spalte,Th}}$	Summe der theoretisch bestimmten Spaltverluste	m^3/s
$Q_{S,1}$	Spaltdurchfluss zwischen Schaufelkante und Kropfboden	m^3/s
$Q_{S,2}$	Spaltdurchfluss zwischen Schaufelkante und Seitenwänden / Spaltdurchfluss zwischen seitlichen Nabenenden und Gerinnewandung	m^3/s
$Q_{S,3}$	Spaltdurchfluss zwischen Schaufelkante und Seitenwänden	m^3/s
$Q_{S,4}$	Spaltdurchfluss zwischen Nabenaußenradius und Betoneinbauten	m^3/s
R	Radius des Wasserrades/der Wasserdruckmaschine	m
R_a	Außenradius des Wasserrades	m
r_{hy}	hydraulischer Radius	m
ρ	Dichte des Fluids	kg/m^3
s_1	Spaltweite zwischen Schaufelkante und Kropfeinbau	m
s_2	Spaltweite zwischen Schaufelkante und Seitenwänden / Spaltweite zwischen seitlichen Nabenenden und Gerinnewandung	m
s_3	Spaltweite zwischen Schaufelkante und Seitenwänden	m
s_4	Spaltweiten zwischen Nabenaußenradius und Betoneinbauten	m
s_0	Spaltöffnungshöhe unter einem Schütz	m
t	Schaufeldicke	mm
τ_0	Wandschubspannung	N/m^2
u	einheitliche Bewegungsgeschwindigkeit der Schaufel	m/s
u_s	Rotationsgeschwindigkeit im Schaufelmittelpunkt	m/s
u_a	Rotationsgeschwindigkeit am Rad- bzw. Maschinenumfang	m/s
u_{s1}	Schaufelrotationsgeschwindigkeit am Angriffspunkt der Druckkraft F_1	m/s
u_{s2}	Schaufelrotationsgeschwindigkeit am Angriffspunkt der Druckkraft F_2	m/s
v_{ab}	mittlere Fließgeschwindigkeit im abströmenden Wasser	m/s
v_{m}	Fließgeschwindigkeit im Zulaufkanal zum Wasserrad	m/s
v_{max}	theoretisch maximale Geschwindigkeit im Oberwasser der Wasserdruckmaschine	m/s
v_r	resultierende relative Geschwindigkeit	m/s
v_{rn}	Geschwindigkeitsanteil von v_r mit Wirkung normal zur Schaufeloberfläche	m/s
v_{zu}	mittlere Fließgeschwindigkeit im zuströmenden Wasser	m/s
v_1	Fließgeschwindigkeit nach dem Einlaufbauwerk / Fließgeschwindigkeit im Oberwasser der Wasserdruckmaschine	m/s
$v_{1,\text{eff.}}$	erhöhte Fließgeschwindigkeit im Oberwasser der Wasserdruckmaschine durch Einbauten	m/s
v_2	Fließgeschwindigkeit beim Eintritt in das Wasserrad / Fließgeschwindigkeit im Unterwasser der Wasserdruckmaschine	m/s

--	--	--

Symbol	Bezeichnung	Einheit
v_3	Fließgeschwindigkeit des abströmenden Wassers	m/s
v_4	Fließgeschwindigkeit im Unterwasserkanal des Wasserrades	m/s
V_W	Volumen des auf den Schaufeln angehobenen Wassers	m ³
V_{WDM}	Volumen der Wasserdruckmaschine	m ³
w_2	relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Wasserrad	m/s
w_3	relative Abströmgeschwindigkeit	m/s
W_R	Reibungsenergie	J
z_{OWS}	Lage des Oberwasserspiegels	m
z_0	Wasserspiegellage des Überfallstrahls	m
ζ	Verlustbeiwert	-

Abkürzung	Bezeichnung
bzw.	beziehungsweise
d.h.	das heißt
k.A.	keine Angabe
n.b.	nicht bestimmbar
u.a.	unter anderem
v. Chr.	vor Christus
vgl.	vergleiche
z.B.	zum Beispiel

Kurzfassung

Seit mehr als 2.000 Jahren nutzen die Menschen die Wasserkraft: Zuerst zum Antrieb von Schöpfädern zur Bewässerung von Feldern, später als Antriebsquelle für Mühlen, Säge- oder Hammerwerke und seit ca. 150 Jahren vorrangig zur Elektrizitätserzeugung. Trotz dieser langen Nutzungshistorie fehlen für den Bereich der kleinen Wasserkraft mit niedrigen Fallhöhen erprobte Technologien, welche sowohl hydraulische und wirtschaftliche Anforderungen erfüllen als auch eine hohe ökologische Verträglichkeit hinsichtlich der Durchgängigkeit für Sediment sowie des Schädigungsrisikos für Fische aufweisen. Aus diesem Grund wird in jüngster Zeit verstärkt auf die Entwicklung neuer Wasserkraft-Technologien gesetzt. Eine vielversprechende Entwicklung ist die Wasserdruckmaschine, deren Wirkungsprinzip auf der Nutzung des Unterschieds der hydrostatischen Wasserdrücke auf der Ober- und Unterwasserseite des Energiewandlers beruht.

Ziel der vorliegenden Arbeit war die Bewertung, ob die Wasserdruckmaschine einen geeigneten Energiewandler für den Einsatz an Standorten mit geringen Fallhöhen im Bereich von 0,5 bis 2,5 m darstellt. Hierzu wurde die Maschine erstmalig in einem halbtechnischen Maßstab im Labor untersucht und weiterentwickelt. Der Fokus der Untersuchungen lag sowohl auf der hydraulischen Optimierung der Maschineneigenschaften als auch auf der Analyse ihrer ökologischen Verträglichkeit für den potentiellen Einbau in einem Fließgewässer. Darüber hinaus wurde die bisherige theoretische Beschreibung des Wirkungsprinzips der Maschine um eine Theorie zur Abbildung der an einer Wasserdruckmaschine auftretenden Verluste erweitert.

Zur Betrachtung des Einflusses verschiedener Randbedingungen und Maschinenparameter wurden hydraulische Untersuchungen in einer Laborrinne der Technischen Universität Darmstadt durchgeführt. Diese fanden im Rahmen des Europäischen Forschungsprojektes „Development of hydropower converters for very low head differences – Hylow“ statt. Auf Basis der Versuche wurden der Einfluss verschiedener Parameter auf das Maschinenverhalten sowie deren Wirkungszusammenhänge analysiert und eine aus hydraulischer Sicht optimierte Wasserdruckmaschinengeometrie identifiziert. Dabei wurden mechanische Wirkungsgrade von bis zu 70 % erreicht, wobei die Maschine vor allem im Teillastbereich sehr gute hydraulische Eigenschaften zeigte. Ergänzend wurden den Laboruntersuchungen erste hydraulische Beobachtungen an Prototyp-Anlagen im Naturmaßstab gegenübergestellt.

Die optimierte Maschinengeometrie ist charakterisiert durch diagonal angeordnete Schaufeln, welche gegenüber der Gerinnebreite eine Breite im Verhältnis von 1:2 aufweisen. Durch diese Konfiguration können Verluste im Bereich des Ein- und Austauchens der Schaufeln sowie durch Widerstände bei der Schaufelbewegung durch das Wasser minimiert werden. Es zeigte sich, dass an den Schaufelkanten Gummidichtungen angebracht werden sollten, um Spaltverluste auf ein Minimalmaß zu reduzieren. Des Weiteren sollte die Maschine insgesamt entsprechend des Entwurfsdurchflusses ausreichend groß dimensioniert werden, um die Drehzahl und damit die Verluste möglichst gering zu halten. Ebenfalls gilt zu beachten, dass die Wasserdruckmaschine so eingebaut wird, dass zum einen die Unterwasserstände relativ dicht an der Nabenunterkante anstehen und zum anderen durch Steuerung der Maschinendrehzahl der Oberwasserstand möglichst auf Nabenoberkante eingestellt werden kann.

Auf Grundlage der Ergebnisse der physikalischen Modellversuche in der Laborrinne konnten modellspezifische Beiwerte zur Beschreibung der Verluste aus dem Schaufelwiderstand (c_D -Werte) bestimmt und die theoretische Beschreibung der Wasserdruckmaschine um Verlustansätze erweitert werden. Dabei zeigte sich eine gute Übereinstimmung zwischen der ergänzten Theorie und den Messwerten.

Hinsichtlich der Auswirkungen der Wasserdruckmaschine auf die Ökologie des Fließgewässers galt es, das mögliche Schädigungspotential für Fische, die Durchgängigkeit von Sediment sowie das Erfordernis eines Schutzes der Maschine gegenüber Sediment und Treibgut zu bestimmen. Zur Betrachtung des Einflusses der Maschine auf das Verhalten von Fischen wurden Beobachtungen auf Basis ethohydraulischer Ansätze in einer Laborrinne der Technischen Universität Darmstadt herangezogen. Hierbei zeigte

sich, dass von der Maschine keinerlei Scheuwirkung auf die Fische ausging. Mittels Fisch-Dummies wurde eine erste Abschätzung des Schädigungspotentials vorgenommen, welche auf ein erhöhtes Risiko im Eintauchbereich der Schaufeln in den gekrümmten Bodeneinbau hinwies.

Weder auf Grundlage der vorliegenden Ergebnisse der Fischbeobachtungen in der Laborrinne noch unter Berücksichtigung der bislang durchgeführten fischökologischen Untersuchungen an einer Prototyp-Anlage in Bulgarien konnte eine abschließende Aussage zum Schädigungspotential der Wasserdruckmaschine getroffen werden. Entsprechend wird die Errichtung von dem Stand der Technik entsprechenden Schutzeinrichtungen (z.B. mechanische Barriere) empfohlen. Zudem wird die Installation eines Rechens in Hinblick auf den Schutz der Wasserdruckmaschine vor größerem Treibgut sowie Grobkies oder Steinen als sinnvoll erachtet.

Eine erste Abschätzung der Wirtschaftlichkeit der Wasserdruckmaschine erfolgte auf Basis der Kennwerte einer in Deutschland installierten Prototyp-Anlage. Aufgrund spezifischer Standortgegebenheiten ist jedoch keine allgemeingültige Aussage zu den Investitions- und Unterhaltungskosten möglich.

Zusammenfassend kann die Wasserdruckmaschine auf Grundlage der im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Einflussfaktoren aus hydraulischer und ökologischer Perspektive als ein geeigneter Energiewandler für den Einsatz an Kleinwasserkraftstandorten mit niedrigen Fallhöhen eingestuft werden.

Abstract

For more than 2,000 years, water power has been used: First, for driving Persian wheels for the irrigation of fields, later as a power source for mills, saw mills or hammer mills and approximately for the last 150 years mainly for the generation of electricity. Despite this long history of utilisation, there is a lack of proven technologies in the field of small hydropower with low head differences that meets both hydraulic and economic requirements and that shows a high ecological compatibility with regard to sediment passage and the risk of damage to fish. For this reason, the development of new hydropower technologies was recently intensified. A promising construction is the so called Hydrostatic Pressure Machine whose working principle is based on the use of the hydrostatic pressure difference at the up- and downstream side of the energy converter.

The aim of this thesis was to assess, if the Hydrostatic Pressure Machine is an appropriate energy converter for the installation at sites with small head differences in the range of 0.5 to 2.5 m. For this purpose, the machine was tested and further developed for the first time in a pilot plant scale in a laboratory flume. The focus of the experiments was on (1) the hydraulic optimization of the machine characteristics and (2) the analysis of their environmental compatibility for the potential application in rivers. In addition, the existing theoretical description of the machine's working principle has been extended by a theory which describes the losses at the Hydrostatic Pressure Machine.

In order to examine the influence of different boundary conditions and machine parameters, hydraulic model tests were conducted in a flume at the Technische Universität Darmstadt. The experiments took place within an European research project called "Development of hydro power converters for very low head differences - Hylow". Based on these experiments, the influence of various parameters on the machine behaviour and their interactions were analysed. An optimised geometry was identified from the hydraulic point of view. This optimization led to an achievement of up to 70 % of mechanical efficiency, where the machine showed very good hydraulic characteristics especially in the part load range. In addition, the results of the laboratory tests were compared with first observations made at prototype plants in full scale river applications.

The optimized machine geometry is characterized by diagonally mounted blades with a blade width to channel width ratio of 1:2. With this configuration, hydraulic losses due to the blade dipping into the upstream water body and leaving the downstream water surface as well as turbulence losses while the blade is moving through the water could be minimised. It was found, that rubber bands should be installed at the tip of the blades to reduce gap losses to a minimum level. Furthermore, the machine should be planned sufficiently large according to the design flow to minimize the rotational speed and hence the losses. It should also be noted that the Hydrostatic Pressure Machine is installed in a way that on the one hand the downstream water levels are relatively close to the bottom edge of the hub and on the other hand the upstream water level can be adjusted at the top edge of the hub by controlling the rotational speed of the machine.

Based on the results of physical model tests in the laboratory flume, model-specific coefficients were determined to describe the losses resulting from the blade resistance (loss factor c_D). Therefore, the theoretical description of the Hydrostatic Pressure Machine was extended by the approaches for losses. A good correlation was found between the extended theory and the measurements.

With regard to the impact of the Hydrostatic Pressure Machine on the ecology of rivers, it was necessary to determine the possible damage potential for fish, the continuity for sediment and the need to protect the machine against sediment and floating debris. On order to examine the influence of the machine on the behaviour of fish, observations in the laboratory flume at the Technische Universität Darmstadt that were based on ethohydraulic approaches were referred to. It was found that there is no shoo effect of the machine on the fish. By using fish dummies an initial estimation of the damage po-

tential was made which indicated an increased risk in the area where the blades plunge into the curved bottom section.

A final statement on the damage potential of the Hydrostatic Pressure Machine could not be made. Neither the results of the fish observations in the flume nor the fish ecological investigations carried out at a prototype plant in Bulgaria were satisfying to clarify such a statement. Consequently, the installation of a protective, state of the art device (e.g. mechanical barrier) is recommended. In addition, the installation of a trash rack in order to protect the energy converter against larger floating debris and coarse gravel or stones is considered useful.

A first assessment of the economic efficiency of the Hydrostatic Pressure Machine was based on the characteristics of a prototype plant installed in Germany. Due to specific local conditions, however, no general statement about the investment and maintenance costs is possible.

Based on the influencing factors considered in this thesis, the Hydrostatic Pressure Machine can be classified from the hydraulic and the ecological point of view as an appropriate energy converter for the installation at small hydropower sites with low head differences.

1. Einleitung

1.1. Veranlassung

Die Nutzung der Wasserkraft ist eine der ältesten Formen der Energienutzung und wurde bereits im 3. Jahrhundert v. Chr. zum Antrieb von Schöpfädern verwendet. Im Laufe der Jahrhunderte hat sich deren Anwendungsbereich stetig gewandelt. Heute dient die Wasserkraft im Bereich der Stromerzeugung vor allem zur Deckung der Grundlast durch Laufwasserkraftwerke sowie der Spitzenlast durch Pumpspeicherkraftwerke. Bis vor wenigen Jahren stellte die Wasserkraft die dominierende Form der Nutzung erneuerbarer Energien dar. Im Jahr 2013 belief sich ihr Anteil an der deutschen Bruttostromerzeugung aus erneuerbaren Energiequellen auf 13,8 % und lieferte damit einen Beitrag von 3,3 % zur Gesamtbruttostromerzeugung (BMWi, 2014).

In Deutschland existieren zwischen 7.300 und 7.600 Wasserkraftanlagen, die allerdings nicht alle in das Stromnetz einspeisen (Bezugsjahr 2009; Floecksmühle et al., 2010). Insgesamt weisen lediglich 406 Anlagen eine installierte Leistung größer 1 MW auf. Die größte Anzahl der Anlagen ist dem Bereich der kleinen Wasserkraft mit einer installierten Leistung von maximal 1 MW zuzurechnen. Die Kleinwasserkraftanlagen, welche in das Stromnetz einspeisen, liefern einen Beitrag von 13,6 % zur Gesamtjahresarbeit aus Wasserkraft in Deutschland (Floecksmühle et al., 2010). In dem Bereich der Kleinwasserkraft werden sowohl konventionelle Energiewandler wie Wasserräder und Turbinen als auch neuere technologische Entwicklungen wie beispielsweise die Wasserkraftschnecke eingesetzt.

Kleinwasserkraftanlagen werden häufig als potentiell ökologisch bedenklich eingestuft, da diese zur Sicherstellung der erforderlichen Fallhöhe das Fließgewässer aufstauen und damit die biologische sowie morphologische Durchgängigkeit in den meist kleineren Fließgewässern beeinträchtigen. Diese Auswirkung ist insbesondere dann kritisch zu sehen, wenn zum einen keine oder nicht funktionsfähige bzw. nicht auffindbare Fischauf- und/oder Fischabstiegsanlagen vorhanden sind und zum anderen kein ausreichender Fischschutz im Bereich des Energiewandlers gegeben ist. Daher stellt die Erschließung oder Reaktivierung von Standorten zur Nutzung der kleinen Wasserkraft besondere Anforderungen an die hydraulischen und ökologischen Eigenschaften von Wasserkraftanlagen.

Neben der hydraulisch optimalen Auslegung und Steuerung der Anlagen hinsichtlich des Wirkungsgrades sind insbesondere ökologische Parameter wie die Durchgängigkeit, der Fischschutz und das Mindestwasser von zentraler Bedeutung. Diese Anforderungen an Wasserkraftstandorte sind u.a. in gesetzlichen Regelwerken wie beispielsweise dem Wasserhaushaltsgesetz festgelegt. Die Errichtung und der Betrieb von Wasserkraftanlagen steht somit stets im Spannungsfeld zwischen der Nutzung und Förderung erneuerbarer Energiequellen sowie der hiermit verbundenen Reduzierung an CO₂-Emissionen und den Anforderungen des Gewässerschutzes. Hierbei sind insbesondere die aus der Wasserrahmenrichtlinie resultierenden Vorgaben zum Erreichen eines ökologisch guten Zustandes der Gewässer und der damit verbundenen Forderung nach Durchgängigkeit zu nennen.

Im Bereich der Kleinwasserkraft liegt in Deutschland das Potential vorrangig in der technischen Verbesserung bzw. Modernisierung bestehender Anlagenstandorte sowie in deren Optimierung durch Erhöhung von Anlagenwirkungs- oder Ausbaugraden. Die Reaktivierung von ehemaligen Mühlenstandorten und die Nutzung bestehender Querverbauungen im Gewässer ohne bisherige Wasserkraftnutzung bei gleichzeitiger Herstellung der Durchgängigkeit kann in geringerem Umfang ebenfalls Bedeutung beigemessen werden. Um den Anforderungen der möglichen Einsatzbereiche zu entsprechen, sind an den jeweiligen Standort angepasste und geeignete Technologien bzw. Wasserkraftanlagen erforderlich.

Insbesondere im Bereich der kleinen Wasserkraft mit niedrigen Fallhöhen zwischen 0,5 und 2,5 m fehlen erprobte Technologien, welche hydraulisch sowie wirtschaftlich sinnvoll eingesetzt werden können und für welche eine hohe ökologische Verträglichkeit bezüglich der Durchgängigkeit von Sediment

und dem Schädigungsrisiko für Fische dokumentiert ist. Zwar werden in diesem Bereich auch konventionelle Turbinen oder Wasserräder eingesetzt, jedoch weisen diese einige signifikante Nachteile auf. So zeigen konventionelle Turbinen beispielsweise negative ökologische Eigenschaften in Bezug auf die Schädigungsrate von Fischen auf und ihre wirtschaftliche Rentabilität sinkt im niedrigen Fallhöhenbereich aufgrund aufwendiger Tiefbauarbeiten. Wasserräder hingegen sind durch ihr maximales Schluckvermögen begrenzt, welches unter $1 \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{m})$ liegt (u.a. Müller, 1939).

In den vergangenen Jahren wurde bereits verstärkt auf die Entwicklung neuer Technologien im Bereich der Nutzung kleiner Wasserkräfte mit niedrigen Fallhöhen gesetzt, jedoch fehlen bislang häufig belastbare hydraulische und insbesondere fischökologische Untersuchungen. Somit gibt es einen hohen Bedarf an wissenschaftlich fundierten Untersuchungen für die Entwicklung und Optimierung geeigneter Technologien, welche den speziellen Anforderungen eines Kleinwasserkraftstandortes gerecht werden.

1.2. Motivation und Zielsetzung

An der Universität Southampton wurde ein Energiewandler entwickelt, der für die Nutzung kleiner Wasserkräfte im Fallhöhenbereich von 0,5 m bis 2,5 m geeignet ist. Das Wirkungsprinzip dieser Maschine beruht auf der Nutzung des Wasserdruckunterschiedes, welcher durch die unterschiedlichen Höhenlagen des Ober- und Unterwasserspiegels hervorgerufen wird und auf die Schaufeln einwirkt. Dabei sperrt die Wasserdruckmaschine den Fließquerschnitt durch ihre geschlossene Nabe, auf welcher die Schaufeln montiert sind, komplett ab. Aufgrund seines Wirkungsprinzips wird dieser Energiewandler als Wasserdruckmaschine bezeichnet.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Analyse und Optimierung der Wasserdruckmaschine hinsichtlich ihrer hydraulischen und ökologischen Eigenschaften. Der Fokus der Betrachtungen liegt hierbei auf der theoretischen Beschreibung der Wasserdruckmaschine unter Einbeziehung der auftretenden Verluste, der Analyse von Wirkungszusammenhängen und der Optimierung der Wirkungsgrade mittels physikalischer Modellversuche. Des Weiteren werden die Auswirkungen der Maschine auf das Fließgewässer hinsichtlich des Schädigungspotentials für Fische sowie der Durchgängigkeit für Sediment betrachtet. Abschließend soll eine Aussage getroffen werden, ob die Wasserdruckmaschine eine Technologie darstellt, welche es ermöglicht, Wasserkraftstandorte mit Fallhöhen von unter 2,5 m ökonomisch sinnvoll und ökologisch vertretbar zu nutzen. Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Analysen zu Randbedingungen und Betriebsparametern der Wasserdruckmaschine sowie die hieraus gewonnenen Erkenntnisse sollen als Grundlagen für einen zukünftigen Einsatz in der Praxis dienen.

Die bislang an einer kleinmaßstäblichen Wasserdruckmaschine durchgeführten Modelluntersuchungen zeigen für die zu erreichenden mechanischen Wirkungsgrade ein großes Potential auf. Eine erste Analyse der Maschinenparameter deutet ebenfalls auf positive Eigenschaften hinsichtlich der Einflüsse auf das Ökosystem Fließgewässer sowie die aquatische Fauna hin. Im Rahmen physikalischer Modellversuche im kleinen Maßstab wurden mechanische Wirkungsgrade im Bereich von bis zu 80 % erzielt und Einflussfaktoren benannt, welche in erheblichem Maße das Verhalten der Wasserdruckmaschine mit beeinflussen (u.a. Senior, 2009; Senior et al., 2010; Linton, 2009). Basierend auf den bislang erfolgten Untersuchungen können Schwerpunkte für die durchzuführenden Versuche zur Optimierung der Wasserdruckmaschine gesetzt werden.

Die vorliegenden Untersuchungen zur hydraulischen Optimierung der Maschineneigenschaften und zur Analyse der ökologischen Verträglichkeit werden erstmalig in einem halbertechnischen Maßstab durchgeführt, um einen zukünftigen Einsatz der Wasserdruckmaschine in der Natur vorzubereiten und den dort benötigten geometrischen Abmessungen bereits nahezukommen. Die Versuche werden in einer Laborrinne des wasserbaulichen Forschungslabors¹ der Technischen Universität Darmstadt im

¹ bis 2013 Versuchsanstalt für Wasserbau und Wasserwirtschaft

Rahmen des Europäischen Forschungsprojektes „Development of hydropower converters for very low head differences – Hylow“ durchgeführt.

Im Rahmen der hydraulischen Untersuchungen wird der Einfluss verschiedener Randbedingungen und Betriebsparameter wie Wasserstände im Ober- und Unterwasser, Durchflüsse sowie Drehzahl und verschiedener geometrischer Parameter wie Schaufelform oder Maschinenbreite analysiert. Hinsichtlich der ökologischen Verträglichkeit gilt es insbesondere die Auswirkungen auf die Durchgängigkeit des Fließgewässers nach Installation einer Wasserdruckmaschine zu untersuchen.

Der Begriff der Durchgängigkeit umfasst hierbei sowohl die Passagemöglichkeit für die Fischfauna und den Makrozoobenthos als auch für Sediment und Treibgut. In Bezug auf die Durchgängigkeit von Lebewesen wie Fischen ist die zentrale Frage, welches Schädigungspotential von den hydrostatischen Druckmaschinen ausgeht und welchen Einfluss bzw. Auswirkungen die Maschine auf Fische besitzt. Zur Betrachtung des letztgenannten Aspektes werden umfangreiche Fischverhaltensbeobachtungen auf Grundlage ethohydraulischer Ansätze in der Laborrinne durchgeführt. Der Fokus der Untersuchungen für Sediment und Treibgut liegt auf der Klärung der Frage, ob diese die Maschine ohne deren Schädigung passieren können bzw. inwieweit das Gleichgewicht des Geschiebehauhalts positiv beeinflusst wird.

Ergänzt werden die Auswertungen der labortechnischen Untersuchungen durch erste Ergebnisse von Messungen an zwei Prototypen, welche an unterschiedlichen Standorten in der Natur installiert sind. Diese Standorte befinden sich zum einen in der Nähe von Sofia (Bulgarien) am Fluss Iskar und zum anderen an der Lohr im Spessart (Deutschland). Durch die Gegenüberstellung von Messwerten und Beobachtungen aus den Laboruntersuchungen mit denen der Feldversuche sollen Erkenntnisse hinsichtlich des Verhaltens der Wasserdruckmaschine erweitert und mögliche Maßstabeffekte sowie weitere hydraulische Effekte, welche beispielsweise aus der Einbausituation resultieren, abgeglichen werden. Zudem werden die Ergebnisse fischökologischer Untersuchungen am Standort in Bulgarien in der Bewertung berücksichtigt.

Durch die Ergänzung der Laborversuche mit Untersuchungen an realen Standorten wird ein Bogen von den kleinmaßstäblichen Laborversuchen, welche an der Universität Southampton durchgeführt worden waren, über die Untersuchungen im halbtechnischen Maßstab im Rahmen der vorliegenden Arbeit zu den ersten Messungen der im Naturmaßstab im Fließgewässer eingesetzten Wasserdruckmaschinen gespannt. Hierbei werden sowohl hydraulische Ergebnisse als auch Erkenntnisse hinsichtlich der ökologischen Verträglichkeit der Maschine betrachtet und gegenübergestellt.

Ein weiterer zentraler Teil der vorliegenden Arbeit ist die theoretische Beschreibung der an der Wasserdruckmaschine auftretenden Verluste, um hierdurch das vereinfachte Wirkungsprinzip der Wasserdruckmaschine nach Senior (2009) zu ergänzen. Hierzu wird auf die alte Technologie „Wasserrad“ zurückgegriffen, indem zum einen die Wirkungsweise und der Einsatzbereich verschiedener Wasserradtypen beschrieben und zum anderen auf Basis historischer und neuerer Literatur mögliche auftretende Verluste betrachtet werden. Es wird dabei vorrangig auf unter- bis mittelschlächlige Wasserräder in einem Kropfgerinne eingegangen, da diese hinsichtlich der Fallhöhe und der Bauart dem Einsatzbereich der Wasserdruckmaschine entsprechen. Die hieraus gewonnenen Erkenntnisse werden anschließend auf die neue Technologie „Wasserdruckmaschine“ übertragen. Hierdurch können die an der Wasserdruckmaschine auftretenden Verluste theoretisch beschrieben werden und die entwickelte Theorie findet Anwendung im Rahmen der Analyse der physikalischen Modellversuche.

1.3. Aufbau der Arbeit

An die Einleitung schließt sich in Kapitel 2 ein Überblick über die Entwicklung und die aktuelle Situation der kleinen Wasserkraft mit Schwerpunkt auf Deutschland an. Hierzu wird eine Definition der

kleinen Wasserkraft gegeben und deren Historie betrachtet. Ebenfalls wird auf die Bedeutung und Potentiale der kleinen Wasserkraft sowie auf die an sie gestellten Anforderungen eingegangen. Das Kapitel schließt mit einer Betrachtung der konventionell zur Verfügung stehenden Technologien zur Nutzung der kleinen Wasserkraft mit niedrigen Fallhöhen sowie der aktuellen Entwicklungen in diesem Einsatzbereich ab.

In Kapitel 3 erfolgt in einem ersten Schritt auf Grundlage verschiedener Kriterien eine Abgrenzung der Wasserräder von den Turbinen. Da sich die im Rahmen der vorliegenden Arbeit betrachtete Wasserdrukmaschine anhand der angewendeten Unterscheidungsmerkmale, ihrer Funktionsweise sowie ihres Einsatzbereiches den mittel- und unterschlächtigen Wasserrädern zuordnen lässt, wird vertieft auf die Hydromechanik dieser Wasserräder eingegangen. Hierzu werden zuerst die grundlegende Wirkungsweise (Nutzung der potentiellen und/oder kinetischen Energie) sowie der Einsatzbereich der unterschiedlichen Wasserradtypen dargestellt. Ein Schwerpunkt des Kapitels liegt auf der Beschreibung der möglichen Verluste, die an mittel- und unterschlächtigen Wasserrädern mit Kropfeinbauten (mittelschlächtige Schaufelräder und Zuppinger-Niedergefällerrad) auftreten können. Hierdurch wird das verfügbare Wissen zu der alten Technik „Wasserrad“ umfassend dargestellt und steht für die Übertragung auf die theoretische Beschreibung der Verluste an Wasserdrukmaschinen zur Verfügung.

Kapitel 4 beschreibt das Funktions- und Wirkungsprinzip der hydrostatischen Druckmaschinen. Es schließt sich eine theoretische Beschreibung der an einer Wasserdrukmaschine auftretenden Verluste an, welche auf den an Wasserrädern identifizierten potentiellen Verlustfaktoren basiert. Ergänzt werden die theoretischen Beschreibungen durch eine Darstellung der bereits erfolgten kleinskaligen physikalischen Modellversuche an Wasserdrukkrädern und Wasserdrukmaschinen sowie deren Ergebnisse.

In Kapitel 5 werden die in einer Laborrinne im wasserbaulichen Forschungslabor der Technischen Universität Darmstadt durchgeführten Versuche an einer Wasserdrukmaschine im halbtechnischen Maßstab mit Fokus auf deren hydraulischer Optimierung vorgestellt. Hierzu werden der Versuchsaufbau, die Versuchsdurchführung und die durchlaufenen Optimierungsschritte beschrieben. Die Analyse der Ergebnisse schließt eine Betrachtung der Verluste sowie eine Diskussion bezüglich der Anwendbarkeit der in Kapitel 4 entwickelten Ansätze für eine Theorie zur Beschreibung der potentiell an einer Wasserdrukmaschine auftretenden Verluste mit ein. Ergänzend werden die Ergebnisse von Untersuchungen an zwei Prototypen der Wasserdrukmaschine im Realmaßstab im Freiland erläutert und den Erkenntnissen aus den Laboruntersuchungen gegenübergestellt.

Kapitel 6 widmet sich der Durchgängigkeit von Wasserdrukmaschinen sowie deren Auswirkungen auf das Verhalten sowie eine mögliche Schädigung von Fischen. Hierzu wird der Begriff der Durchgängigkeit erläutert und der Einfluss von Querbauwerken bzw. Wasserkraftanlagen auf die Durchgängigkeit für aquatische Lebewesen sowie für Sediment beschrieben. Insbesondere die Schädigungsmechanismen von konventionellen Wasserkraftanlagen werden hierbei vertieft betrachtet und auf die Wasserdrukmaschine übertragen. Schwerpunkt des Kapitels liegt auf der Beschreibung der Ergebnisse der Fischverhaltensbeobachtungen, welche im wasserbaulichen Forschungslabor der Technischen Universität Darmstadt durchgeführt und durch welche die Auswirkungen der Wasserdrukmaschine auf das Verhalten von Fischen aufgezeigt wurden. Ebenfalls werden Ergebnisse von ersten Feldversuchen in Bulgarien hinsichtlich der möglichen Schadenswirkung der Maschine dargestellt. Um die Durchgängigkeitseigenschaften der Wasserdrukmaschine vollständig zu beschreiben, werden ergänzend die Ergebnisse der Laboruntersuchung zur Sediment- und Treibgutpassage durch die Wasserdrukmaschine sowie die Abschätzung des Schädigungsrisikos für die Maschine vorgestellt.

Die vorliegende Arbeit schließt in Kapitel 7 mit einer Zusammenfassung sowie Bewertung der gewonnenen Ergebnisse sowie Erfahrungen ab und gibt zudem einen Überblick hinsichtlich des weiteren Forschungsbedarfs.

2. Historie und aktuelle Situation der kleinen Wasserkraft

Die Wasserkraft ist eine der ältesten Formen der Energienutzung und wurde bereits im 3. Jahrhundert v. Chr. zum Anheben von Wasser zur Bewässerung genutzt (Giesecke und Mosonyi, 2009). Weltweit trägt die Wasserkraft einen Anteil von etwa 16,4 % zur elektrischen Energieerzeugung bei und weist deutschlandweit einen Anteil von 3,3 % an der Bruttostromerzeugung auf (REN21, 2014; BMWI, 2014). Neben großen Wasserkraftwerken mit installierten Leistungen über 1 MW werden an Standorten mit geringeren Wasserkraften auch kleinere Anlagen eingesetzt.

In dem folgenden Kapitel soll ausgehend von der Definition der kleinen Wasserkraft und einem historischen Überblick auf die Potentiale der Kleinwasserkraft in Deutschland eingegangen werden. In diesem Zusammenhang wird auch das Spannungsfeld erläutert, aus welchem sich die Anforderungen an die kleine Wasserkraft ergeben. Hierbei spielen insbesondere der Aspekt hydraulischer Wirkungsgrad und damit mittelbar verbunden die Wirtschaftlichkeit sowie der Gesichtspunkt ökologische Verträglichkeit eine große Rolle.

Für die Erschließung, Reaktivierung oder Modernisierung eines Anlagestandortes können abhängig von den Randbedingungen verschiedene Wasserkraftmaschinen eingesetzt werden. Dabei gilt es zwischen konventionellen Technologien und neueren Entwicklungen zur Nutzung der Wasserkraft zu unterscheiden. Diese werden im folgenden Kapitel ebenfalls vorgestellt. Eine detaillierte Beschreibung der in der vorliegenden Arbeit vertieft betrachteten Wasserdruckmaschine sowie des Wasserdruckrades erfolgt in Kapitel 4.

2.1. Definition „Kleine Wasserkraft“

Unter dem Begriff Kleinwasserkraft werden in Deutschland Wasserkraftanlagen mit einer installierten Leistung von bis zu 1 MW verstanden (Giesecke und Mosonyi, 2009). Im europäischen Ausland wird der Leistungsbereich etwas weiter gefasst. So ist in Portugal, Spanien, Irland, Griechenland und Belgien die Obergrenze der zur kleinen Wasserkraft zählenden Anlagen mit 10 MW definiert, wohingegen in Italien die Grenze bei 3 MW und in Schweden bei 1,5 MW liegt (ESHA, 2004). Auf europäischer Ebene werden Wasserkraftanlagen mit einer installierten Leistung von bis zu 10 MW der Kleinwasserkraft zugerechnet. Die größte Anzahl an Kleinwasserkraftanlagen in Deutschland findet sich im Leistungsbereich unter 500 kW (Anderer et al., 2012).

Die kleine Wasserkraft kann unterteilt werden in Anlagen mit großen Fallhöhen (> 100 m), mittleren Fallhöhen (30 – 100 m) und niedrigen Fallhöhen (2 – 30 m) (ESHA, 2004). In der vorliegenden Arbeit liegt der Fokus auf Kleinwasserkraftanlagen mit sehr niedrigen Fallhöhen, worunter Fallhöhen zwischen 0,5 und 2,5 m zu verstehen sind.

2.2. Historie der Kleinwasserkraft

Eine der ältesten dokumentierten Nutzungen der Wasserkraft stellt das durch Wasser angetriebene Schöpfrad dar, auch Noria genannt, welches 250 v. Chr. in Mesopotamien entstanden sein soll und zum Anheben von Wasser zur Feldbewässerung diente (Wölfel, 1987). Zuvor wurden die Schöpfräder nicht durch die Kraft des Wassers bewegt, sondern mussten unter schwersten Arbeitsbedingungen durch den Menschen angetrieben werden. Die sogenannten Tretschöpfräder sowie das Wasserschöpfrad und die Wassermühle wurden erstmalig 24 v. Chr. von Markus Vitruvius Pollio (*Vitruv*) in seinem Werk „Zehn Bücher über die Architektur“ näher beschrieben. Bei dem Wasserschöpfrad waren an dem äußeren Umfang Schaufeln befestigt, welche in die Strömung des vorhandenen Fließgewässers bzw. Kanal eingetaucht wurden (Rode, 1796). Durch den Impuls des fließenden Wassers wurde das Rad in Drehung versetzt und schöpfte dabei mit den im Rad befindlichen Kästen Wasser in die Höhe (Abbildung 1a). Das Wasser wurde dann in eine Rinne entleert und konnte über ein Bewässerungska-

nalnetz den Feldern zugeführt werden. Der Wirkungsgrad dieser Räder wird mit maximal 20 % abgeschätzt (König und Jehle, 2005). Das Wasserschöpfrad verbreitete sich im gesamten Mittelmeerraum, wobei Räder mit Durchmessern von bis zu 15 m und verschiedene Bauformen zum Einsatz kamen (Wölfel, 1987). Die ebenfalls in Rode (1796) erwähnte Wassermühle hatte dasselbe Wirkungsprinzip wie das Wasserschöpfrad, wies aber am Ende der Welle zusätzlich ein Zahnrad auf. Dieses trieb wiederum ein horizontales Zahnrad an, welches dann über eine vertikale Welle die Mühlsteine in Rotation versetzte (Abbildung 1b).

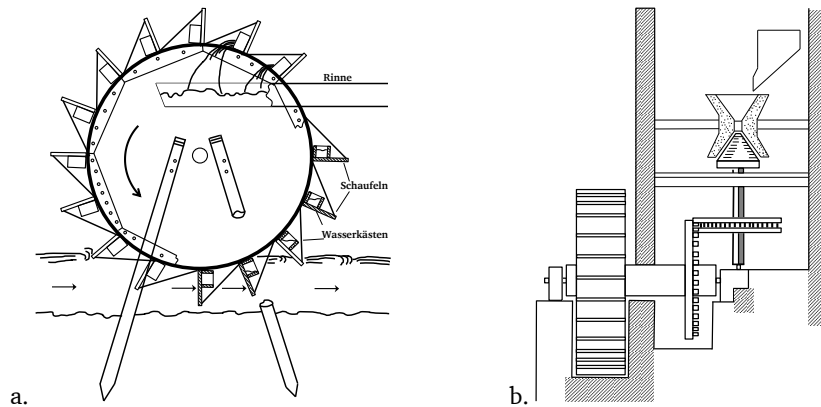


Abbildung 1: Schema a. des Wasserschöpfrades und b. der Wassermühle nach der Beschreibung von Vitruvius (nach Wölfel, 1987)

Die erste öffentliche Wassermühle zum Mahlen von Getreide wurde im Jahr 398 in Rom errichtet und wurde über einen künstlichen Kanal mit Wasser gespeist (Wölfel, 1987). Die Verbreitung dieses Wasserradtyps, welcher den unterschlächtigen Wasserrädern zuzuordnen ist, da die Beaufschlagung im unteren Radbereich erfolgte, fand im 7. und 8. Jahrhundert in Deutschland, Niederlande und Belgien sowie ab dem 9. Jahrhundert auch in England statt (Brüder, 2006). Besonders weite Verbreitung fanden Staber-, Strauber- und Pansterräder. Hierbei handelt es sich um unterschlächtige Wasserräder mit radial angestellten Schaufeln (Brüder, 2006). Der Unterschied zwischen den beiden erst genannten Wasserrädern ergibt sich aus der Anordnung der Schaufeln. Bei dem Staberrad sind diese zwischen zwei Radkränzen angeordnet, beim Strauberrad sind sie nur am äußeren Umfang eines Radkranzes befestigt. Pansterräder hingegen weisen die Besonderheit auf, dass diese mittels Ketten entsprechend dem vorliegenden Wasserstand auf die ideale Eintauchtiefe angehoben oder abgesenkt werden können (Brüder, 2006; Wölfel, 1987).

Bereits im Jahr 536 wurden in Rom während der Belagerung durch die Ostgoten die ersten Schiffsmühlen errichtet, um weiterhin Mehl mahlen zu können, da der Wasserzufluss zur öffentlichen Wassermühle unterbrochen war (Wölfel, 1987). Ein großer Vorteil der Schiffsmühlen bestand darin, dass sie vollkommen unabhängig vom Wasserstand arbeiteten, da sie auf dem Fluss schwammen und somit die Schaufeln immer gleich tief in das Wasser eintauchen konnten. Diese Art der Wasserräder entstand ab dem 7. Jahrhundert in ganz Europa und wurde ebenfalls zur Nutzung der Gezeiten in Form von Gezeiten- oder Flutmühlen eingesetzt (Giesecke und Mosonyi, 2009). Eine Sonderform waren die sogenannten Brückenmühlen, welche die beschleunigte Strömung zwischen Brückenpfeilern nutzen (Giesecke und Mosonyi, 2009). Im 16. Jahrhundert waren die Schiffsmühlen in Gesamteuropa verbreitet und noch bis in das 19. Jahrhundert auf vielen schiffbaren Flüssen zu finden. Erst danach verschwanden die Schiffsmühlen sukzessive, da sie für den stark angestiegenen Schiffsverkehr zum Transport von Waren ein zu großes Hindernis darstellten (Wölfel, 1987).

Neben den unterschlächtigen Wasserrädern kam ebenfalls das overschlächtige Wasserrad auf, welches im oberen Scheitelbereich mit Wasser beaufschlagt wurde. Bereits im 3. und 4. Jahrhundert muss diese Form des Wasserrades in Rom und Athen bekannt gewesen und ab dem 14. Jahrhundert auch in Mitteleuropa eingesetzt worden sein (Brüder, 2006). Anwendung fand dieses Rad, wenn die vorhandene Fließgeschwindigkeit des Wassers nicht zum Antreiben eines unterschlächtigen Wasserrades ausreichte.

te. In solch einem Fall wurde das Wasser oberhalb des Mühlenstandortes aus dem Gewässer abgezweigt und dem Rad zugeleitet (Wölfel, 1987). Sollte die hierdurch zur Verfügung stehende Fallhöhe nicht zum sinnvollen Betreiben eines oberflächigen Wasserrades ausreichen, wird in Belidor (1764) die Möglichkeit des Einsatzes von mittelschlächtigen Wasserrädern beschrieben. Hierbei erfolgte die Beaufschlagung des Wasserrades auf Höhe der Radachse. Eine vertiefte Betrachtung der verschiedenen Wasserradtypen erfolgt in Kapitel 2.5.1 sowie 3.2 bis 3.4.

Während des Mittelalters nahm der Bau von Wassermühlen stark zu. Bei nicht schiffbaren Gewässern mit stark schwankenden Wasserständen wurde zur Errichtung von Wehren übergegangen, um hiermit eine durch einfache Schütze kontrollierte Wasserzuführung über einen Seitenkanal zur Mühle zu ermöglichen (Wölfel, 1987). Gleichzeitig konnten damit größere Fallhöhen nutzbar gemacht werden. Mit dem Anstieg der Anzahl an Wassermühlen erhöhte sich auch deren Einsatzvielfalt. Wurde das Wasserrad zuerst nur zum Antrieb der Mühlsteine und damit zum Mahlen des Getreides verwendet, so wurden ab dem 15. Jahrhundert in vielen Gewerben, beispielsweise Säge-, Hütten- und Bergwerke sowie Schmieden, verstärkt Wasserräder eingesetzt (Wölfel, 1987). Durch die zunehmende Vergrößerung der Städte im späten Mittelalter entstand die Notwendigkeit deren Wasserversorgung zu optimieren. Dies wurde ebenfalls mit Wasserrädern bewerkstelligt. Beispielsweise entstand in Augsburg 1540 und in Danzig 1570 eine Wasserversorgung deren Hebewerke und Pumpen mit Hilfe von Wasserrädern angetrieben wurden (Wölfel, 1987; Giesecke und Mosonyi, 2009).

Bis zum Beginn des 16. Jahrhunderts gab es im Bereich der Wasserräder keine wesentliche Weiterentwicklung der Technik. Der Bau der Wassermühlen erfolgte stets auf Basis der bestehenden Erfahrung der ausführenden Handwerker (Brüder, 2006). Erst durch das Aufstellen der Fallgesetze von Galileo im Jahr 1638 und dem Nachweis von deren Gültigkeit auch für Flüssigkeiten durch seinen Schüler Torricelli im Jahr 1640 entstand das Wissen, den Zufluss des Wassers auf das Rad mathematisch zu betrachten (Brüder, 2006).

Im Laufe des 17. Jahrhunderts wurden die Wasserräder kontinuierlich verbessert, so dass es mit Beginn des 18. Jahrhunderts im Wassermühlenbau vorrangig nur noch um die Verbesserung des Wirkungsgrades ging (König und Jehle, 2005). Beispielsweise entdeckte Parcieux im Jahr 1754, dass die Nutzung der potentiellen Energie der Stoßwirkung vorzuziehen ist und Smeaton konnte 1759 durch physikalische Modellversuche zeigen, dass der theoretische Wirkungsgrad für ein oberflächiges Wasserrad bei 100 % liegt. Borda führte 1767 die praktischen und theoretischen Ansätze zusammen und bestimmte für den Stoß einen maximalen theoretischen Wirkungsgrad von 50 %. Er folgerte daraus, dass eine Stoßwirkung beim Eintritt des Wassers in das Rad zu vermeiden und die Geschwindigkeit, mit der das Wasser aus dem Rad strömt, als Verlust zu sehen ist. (Brüder, 2006)

Obwohl 1782 von James Watt die Dampfmaschine erfunden wurde und damit eine Verdrängung der Wasserräder begann, wurden insbesondere in der ersten Hälfte des 19. Jahrhunderts die Wirkungsgrade der Wasserräder erheblich optimiert. Ausgehend von den Ergebnissen von Borda wurde bei unter- und mittelschlächtigen Wasserrädern versucht, den Anteil der Stoßwirkung möglichst gering zu halten. So entwickelte Poncelet 1825 das nach ihm benannte Poncelet-Rad (Abbildung 2a). Bei diesem wird das Wasser nahe des unteren Scheitelpunktes dem Rad mit hoher Geschwindigkeit zugeführt und beim Einströmen in die Schaufelzwischenräume durch die in Richtung Oberwasser gekrümmten Schaufeln so umgelenkt, dass das Wasser auf die Schaufeln einwirkt, es aber zu keinem Stoß kommt. Beim Auströmen drückt es gegen die Schaufeln, wirkt somit durch sein Gewicht, und weist eine abfließende Geschwindigkeit von nahezu Null auf (Brüder, 2006). Unter weitestgehender Vermeidung des Stoßes arbeitet auch das sogenannte Sagebien-Rad, welches 1850 entwickelt wurde. Es weist gerade in Drehrichtung geneigte Schaufeln auf, die relativ eng gestellt sind (Abbildung 2b). Um Verluste beim Befüllen und Entleeren der Schaufelzwischenräume zu vermeiden, muss das Rad mit sehr niedrigen Umdrehungsgeschwindigkeiten betrieben werden. Der Zustrom des Wassers findet entweder mittels eines Überfalleinlaufs oder ohne Einlaufvorrichtung statt. Durch die Anordnung in einem Kropfgerinne

wirkt fast ausschließlich die Gewichtskraft des Wassers auf die Radschaufeln, was zu hohen Wirkungsgraden von bis zu 80 % führt (Brüdern, 2006).

Im Jahr 1864 kombinierte Zuppinger die Vorteile der beiden zuvor beschriebenen Wasserräder in einem Rad (Abbildung 2c). Zum einen übernimmt Zuppinger die gebogenen Schaufeln des Poncelet-Rades, um damit ein Umlenken des Wassers beim Eintritt in das Rad zu erreichen und zum anderen sieht er wie beim Sagebien-Rad eine große Schaufeltiefe sowie einen Überfalleinlauf bzw. gar keine Einlaufvorrichtung vor. Das Zuppinger-Rad findet bis in die heutige Zeit Anwendung und wird ebenso wie das Sagebien-Rad in Kapitel 3.3 nochmals näher beschrieben.

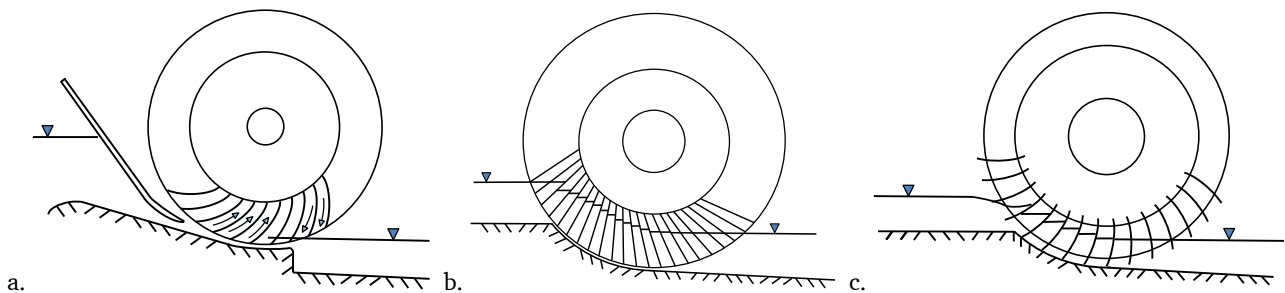


Abbildung 2: Darstellung der Prinzipien des a. Poncelet-, b. Sagebien- und c. Zuppinger-Rades (nach Brüdern, 2006)

Bereits 1827 wurde von Fourneyron die nach ihm benannte Turbine entwickelt. Diese stellt den ersten Vorläufer der späteren Francis-Turbine mit feststehendem Leitrad und einfach gekrümmten Laufradschaufeln dar (Giesecke und Mosonyi, 2009). Im Weiteren wurde 1849 die Francis-Turbine, eine Überdruckturbine, erstmalig erwähnt. Anhand systematischer hydraulischer Versuche in den USA wurde die optimale Form und Anzahl der Schaufeln gefunden (Giesecke und Mosonyi, 2009). 1890 wurde dann die Pelton-Turbine, eine Gleichdruckturbine, und 1915 die Kaplan-Turbine, eine Überdruckturbine, entwickelt. 1917 wurde von Bánki eine zweistrahlige Turbine vorgestellt, die in Abhängigkeit von dem Durchfluss sowohl als Über- als auch als Gleichdruckturbine arbeiten konnte. Von Ossberger wurde diese Maschine weiterentwickelt und ist heute hauptsächlich unter dem Begriff Durchströmturbine bekannt. Die aufgeführten Turbinen werden üblicherweise im Bereich der großen Wasserkraft eingesetzt, finden jedoch auch im Bereich der kleinen Wasserkraft Verwendung. Eine genauere Beschreibung der Francis-, Kaplan- und Durchström-Turbinen findet sich in Kapitel 2.5, da diese auch im Bereich niedriger Fallhöhen einsetzbar sind.

Mit Beginn der Industrialisierung in Europa und Nordamerika ab der zweiten Hälfte des 18. Jahrhunderts nahmen die Ansprüche an die Energieversorgung immer weiter zu. Die Wasserräder konnten den wachsenden Anforderungen kaum mehr gerecht werden. Zu Beginn wurden in Industrie- und Gewerbezentren, die bereits einen maximalen Besatz von Wasserrädern in den Flüssen aufwiesen, die vorhandenen unterschlächtigen Wasserräder gegen Räder mit höheren Wirkungsgraden wie beispielsweise mittelschlächtige Räder ausgetauscht (Brüdern, 2006). Da die absolute Leistung von Wasserrädern durch die Existenz geeigneter Standorte begrenzt ist, wurden zur Deckung der Stromnachfrage zum einen immer mehr Dampfmaschinen und zum anderen leistungsfähigere Turbinen in Betrieb genommen. Deren Entwicklung wurde insbesondere durch die Entdeckung des dynamoelektrischen Prinzips durch Werner von Siemens 1866 und die Entdeckung der Möglichkeit der Strombeförderung durch Oscar von Miller 1891 weiter vorangetrieben. In diesem Zusammenhang wurden in einem ersten Schritt viele Wasserräder an einen Generator angeschlossen, um so dezentral den notwendigen Strom für den Antrieb der Arbeitsmaschinen zu erzeugen, und wurden häufig im nächsten Schritt gegen eine Turbine ausgetauscht (Giesecke und Mosonyi, 2009). Bereits im Jahr 1875 waren in Großbetrieben in Deutschland Dampfmaschinen mit einer Leistung von 652 MW und nur noch 124,4 MW Leistung durch Wasserkraftmaschinen installiert (Engel, 1880).

Durch den im 19. Jahrhundert beginnenden Ausbau der größeren Flüsse und der damit einhergehenden Begradigung, kam es zu einem stärkeren Gefälle in den Flüssen, was wiederum die Errichtung von Querverbauungen erforderlich machte, um beispielsweise Grundwasserspiegellagen zu halten oder eine zu starke Erosion der Flusssohle durch die erhöhten Fließgeschwindigkeiten zu vermeiden (Giesecke und Mosonyi, 2009). In die Wehre wurde meist eine Wasserkraftanlage integriert, was zu einem Anstieg des Ausbaus der Energieerzeugung aus Wasserkraft führte. Für die in den größeren Flüssen höheren verfügbaren Abflüsse wurden aufgrund ihres höheren Schluckvermögens Turbinen und keine Wasserräder installiert.

Zu Beginn des 20. Jahrhunderts waren in Deutschland noch mehr als 5.000 Getreidemühlen und über 15.000 Sägemühlen in Betrieb (Wölfel, 1987). Die Anzahl der durch Wasserräder angetriebenen Mühlen ging jedoch nach dem Zweiten Weltkrieg stark zurück (Giesecke und Mosonyi, 2009). Beispielsweise waren in Baden-Württemberg 1900 noch 4.500 Wasserkraftanlagen im Einsatz, wohingegen sich die Zahl im Jahr 2003 auf nur noch 1.600 Anlagen reduziert hatte (Staiß, 2007). Hauptursache für den Rückgang der Anzahl der Wasserräder war das Außerbetriebnehmen vieler Kleinmühlen. Dies wurde u. a. durch das „Gesetz über die Errichtung, Inbetriebnahme, Verlegung, Erweiterung und Finanzierung der Stilllegung von Mühlen“ von 1957 hervorgerufen, in welchem eine Stilllegungsprämie für Getreidemühlen festgelegt war. Zudem lohnte sich die Umstellung von dem Maschinenantrieb auf die Stromerzeugung aufgrund der geringen Vergütung durch die Energieversorgungsunternehmen wirtschaftlich nicht (Mende, 1984). Durch den verstärkten Bau von Wasserkraft-Großanlagen wurde dem Bereich der kleinen Wasserkraft kaum mehr Beachtung geschenkt. Erst seit Mitte der 1990er und mit zunehmender finanzieller Förderung regenerativer Energiewandler hat sich gezeigt, dass eine Stromerzeugung mittels kleiner Wasserkraftanlagen insbesondere durch Verbesserungen im maschinenelektrotechnischen Bereich rentabel sein kann (Giesecke und Mosonyi, 2009).

2.3. Bedeutung und Potentiale der Wasserkraft

Weltweit tragen Wasserkraftanlagen rund 16,4 % zur gesamten Stromerzeugung bei, was im Jahr 2013 einer Jahresproduktion von 3.750 TWh entsprach (REN21, 2014). In Deutschland werden ca. 3,3 % der Bruttostromerzeugung durch die Wasserkraft gedeckt. In den Jahren 2000 bis 2013 entsprach dies einem Wert, der zwischen 17,7 und 23,1 TWh schwankte. Die tatsächliche Jahresarbeit ist abhängig von dem Wasserdargebot und der damit verbundenen Volllaststundenzahl. Im Jahr 2013 trug die Wasserkraft mit 21,2 TWh zur Bruttostromerzeugung bei, dies entsprach einem Anteil von 13,8 % an der Stromerzeugung durch erneuerbare Energiequellen. (BMWi, 2014)

Insgesamt sind in Deutschland zwischen 7.300 und 7.600 Wasserkraftanlagen in Betrieb, wovon rund 6.700 Anlagen in das öffentliche Stromnetz einspeisen. Darunter befinden sich 11 Pumpspeicherkraftwerke, die einen natürlichen Zufluss aufweisen und zur Energiegewinnung genutzt werden. Insgesamt gibt es 406 Wasserkraftanlagen mit einer installierten Leistung von mehr als 1 MW, durch welche 83,4 % der Stromproduktion aus Wasserkraft gedeckt und 6.249 Anlagen mit einer installierten Leistung von unter 1 MW, durch welche die verbleibenden 13,6 % erzeugt werden (Bezugsjahr 2007, siehe Tabelle 1). Weitere 3 % der Jahresarbeit werden durch natürliche Zuflüsse zu Pumpspeicheranlagen erbracht. (Floeksmühle et al., 2010)

Tabelle 1: Jahresarbeit deutscher Wasserkraftanlagen, Bezugsjahr 2007 (nach Floeksmühle et al., 2010)

	Anlagen mit installierter Leistung		Pumpspeicher	Alle Anlagen
	> 1 MW	< 1 MW		
Jahresarbeit E [TWh]	17,47	2,84	0,64	20,95
Installierte Leistung P_{inst} [GW]	3,40	0,65	n.b.	-

Anlagen mit einer installierten Leistung von mehr als 1 MW sind vorrangig im Besitz von Energieversorgungsunternehmen, wohingegen Anlagen unter 1 MW meist in Besitz kleinerer Unternehmen oder Privatpersonen sind. Diese kleinen Anlagen können somit eine große ökonomische Bedeutung für den jeweiligen Betreiber haben. Nach Staiß (2007) lässt sich für den Zeitraum 1990 bis 2005 vor allem bedingt durch das Stromeinspeisungsgesetz bzw. das Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) ein Zuwachs im Bereich der kleinen Wasserkraft erkennen, da sich deren insgesamt installierte Leistung in diesem Zeitraum um 280 MW erhöht hat.

Wasserkraftanlagen mit einer installierten Leistung über 1 MW sind bedingt durch die Lage der Mittelgebirge und höherer mittlerer Niederschläge vorrangig in den südlichen Bundesländern (Bayern und Baden-Württemberg) errichtet. Dort befinden sich etwa 70 % der in Deutschland installierten Wasserkraftanlagen (Floeksmühle et al., 2010). In Theobald et al. (2011) wird für die kleine Wasserkraft in Hessen (< 1 MW) ein genutztes Potential von 28,3 MW (entsprechend einem Jahresarbeitsvermögen von 142,7 GWh), verteilt auf 609 Anlagen, angegeben. Demgegenüber weisen lediglich 12 Anlagen eine installierte Leistung von über 1 MW auf, welche sich in Summe auf 63,2 MW und eine Jahresarbeit von 282 GWh belaufen.

Sowohl in Bezug auf Deutschland als auch auf Hessen liegen Studien vor, welche anhand verschiedener Randbedingungen eine Abschätzung des Wasserkraftpotentials treffen. In Floeksmühle et al. (2010) wird für Standorte mit einer (möglichen) installierten Leistung von $P > 1$ MW eine zusätzliche Jahresarbeit von 2,55 TWh allein durch technische Verbesserungen, Erhöhung des Anlagenwirkungsgrades oder Erhöhung des Ausbaugrades sowie von weiteren 0,12 TWh durch Errichtung von neuen Wasserkraftanlagen an bestehenden Querbauwerken als realistisch eingeschätzt. Der Zubau des technischen Restpotentials durch Errichtung neuer Querbauwerke für die Installation von Wasserkraftanlagen von 1,3 TWh/a wird als eher unwahrscheinlich eingestuft.

Für Anlagenstandorte mit einer Leistung von $P < 1$ MW wurde ein technisches Verbesserungspotential (Verbesserung von Wirkungsgraden, Steuerung, Rechenreinigung oder Betriebsführung) von 0,56 TWh/a sowie ein deutschlandweit mögliches Neubaupotential von 0,07 bis 0,66 TWh/a bestimmt. Unter Ansatz einer Vergütung nach dem Erneuerbare-Energien-Gesetz von 25. Oktober 2008 (EEG, 2009) und ausschließlicher Betrachtung von Anlagen mit einer installierten Leistung von mehr als 100 kW werden für den Bereich der kleinen Wasserkraft etwa 0,6 TWh/a als ökonomisch realisierbar eingestuft (Floeksmühle et al., 2010). Unter Ansatz einer Volllaststundenzahl von 4.500 h entspricht dies einer installierten Leistung von etwa 133 MW.

In BEE (2011) wird angegeben, dass in Deutschland durch Modernisierung bestehender Anlagen mit einer Leistung von $P < 5$ MW ein Potential von rund 220 MW an zusätzlicher Leistung besteht und durch Reaktivierung von in den 1960er und 1970er Jahren stillgelegten Anlagen ein weiteres nicht näher quantifiziertes Potential vorhanden ist. Auf Hessen bezogen wird in Theobald et al. (2011) ein technisches Ausbaupotential von 24 MW ermittelt, wobei dieses mittels einer standortbezogenen Untersuchung aus den Potentialen für Neubau und Reaktivierung, Ausbau sowie Modernisierung von Anlagen bestimmt wurde. Dabei entfällt auf Anlagen mit möglichen installierten Leistungen von weniger als 100 kW ein Anteil von 6 MW. Das gesamte technische Ausbaupotential entspricht in Abhängigkeit von den angesetzten Mindestwasserabflüssen einer Jahresarbeit von 100 GWh bis 110 GWh.

Bei Betrachtung der möglichen Ausbaupotentiale für die Wasserkraft und insbesondere der kleinen Wasserkraft zeigt sich deutlich, dass eine Unterscheidung in Potentiale durch Neubau oder Reaktivierung, durch Modernisierung (z.B. Austausch der installierten Turbine) und Optimierung von Anlagen (z.B. Erhöhung des Ausbaugrades) von großer Bedeutung ist. Nur hierdurch ist sowohl für das Potential als auch für den späteren konkreten Einzelstandort die technische, ökologische und ökonomische Machbarkeit abzuschätzen. Die möglichen Grenzen für eine Nutzung der Potentiale und auftretende Konflikte insbesondere an Standorten zur Nutzung der kleinen Wasserkraft werden im folgenden Kapitel näher ausgeführt.

2.4. Anforderungen an Wasserkraftanlagen

2.4.1. Technische Anforderungen

Kleinwasserkraftanlagen für niedrige Fallhöhen können sowohl als Ausleitungs- als auch als Flusskraftwerk betrieben werden. In Abbildung 3 ist schematisch ein Ausleitungskraftwerk dargestellt, welches üblicherweise der Anordnung bei ehemaligen Mühlenstandorten entspricht. Neben dem Querbauwerk, welches bei Anlagen der kleinen Wasserkraft mit Fallhöhen unterhalb von 2,5 m meist als festes Wehr ausgeführt wird, sind als weitere Bauwerke ein Triebwasserkanal, eine Rechenanlage mit Rechenreiniger, die Turbine bzw. das Wasserrad sowie elektrische Anlagen- und Regelungstechnik zu nennen. Zusätzlich kann zur Treibgut- und Geschiebeabwehr ein Einlassbauwerk am Abzweig zum Triebwasserkanal installiert werden. Insbesondere bei der Installation eines Wasserrades ist aufgrund der niedrigen Drehzahlen der Einbau eines Getriebes zwischen dem Rad und dem Generator unerlässlich. Wird die Anlage als Flusskraftwerk errichtet, entfällt die Notwendigkeit für einen Triebwasserkanal und es wird keine Ausleitungsstrecke vorliegen, in welcher nur noch ein stark reduzierter Abfluss stattfindet.

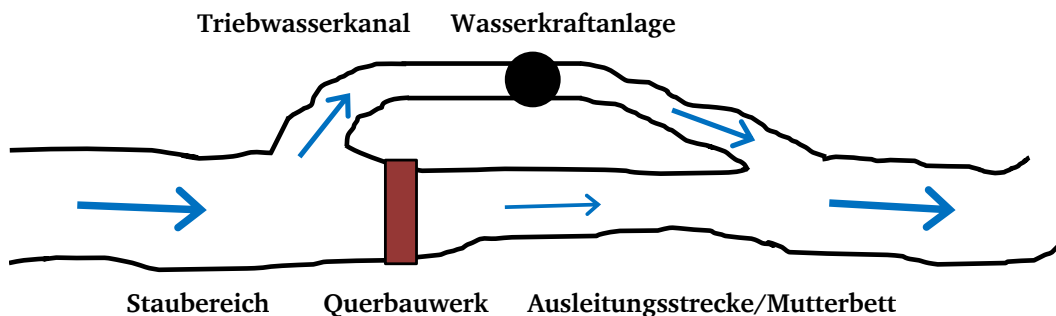


Abbildung 3: Schematischer Aufbau eines Ausleitungskraftwerks (ohne Darstellung der Anlagen Fischschutz sowie zum Fisch-aufstieg und -abstieg)

Neben den zuvor genannten für die Funktionsfähigkeit der Wasserkraftanlage relevanten Komponenten müssen am jeweiligen Standort für Fische auffindbare und passierbare Auf- und Abstiegsanlagen errichtet werden. Diese dienen zur Erhaltung bzw. Wiederherstellung der durch die Querbauwerke beschränkten Durchgängigkeit des Gewässers. Hierbei handelt es sich ebenfalls um technische Bauwerke mit Einfluss auf die Auslegung der einzelnen Komponenten der Wasserkraftanlage. Beispielsweise ist bei der Auslegung der Turbine bzw. des Wasserrades zu berücksichtigen, dass auch die Anlagen für die Fischpassage eine bestimmte Durchflussmenge benötigen. Aufgrund der vielfältigen Einflussfaktoren und Anforderungen müssen zur Erzielung einer optimalen Anlagenleistung die Einzelkomponenten stets sehr gut aufeinander abgestimmt werden.

2.4.2. Gesetzliche Rahmenbedingungen

Eine Vielzahl an Gesetzen und Richtlinien auf nationaler und europäischer Ebene hat Einfluss auf den Betrieb bzw. die Errichtung von Wasserkraftanlagen. In diesen Gesetzestexten werden ökologische Anforderungen formuliert und Bedingungen an das Betreiben einer Wasserkraftanlage gestellt. Auf der europäischen Ebene gehören hierzu die Wasserrahmenrichtlinie (WRRL), die Umweltverträglichkeitsprüfungsrichtlinie (UVP-Richtlinie) und die Flora-Fauna-Habitat-Richtlinie (FFH-RL). Diese Richtlinien sind auf Bundesebene u.a. im Wasserhaushaltsgesetz (WHG), Bundesnaturschutzgesetz (BNatSchG), Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG), Gesetz über die Umweltverträglichkeitsprüfung (UVPG) und Bundes-Immissionsschutzgesetz (BImSchG) umgesetzt worden. Zusätzlich zu den Gesetzen auf Bundesebene wurden von den einzelnen Bundesländern eigene Regelungen für die Genehmigung und den Betrieb einer Wasserkraftanlage erlassen.

In der Europäischen Wasserrahmenrichtlinie ist festgeschrieben, dass „eine Verschlechterung des Zustands aller Oberflächenwasserkörper zu verhindern“ und ein guter „Zustand der Oberflächengewässer zu erreichen“ ist². Die Wasserrahmenrichtlinie unterscheidet zwischen einem sehr guten, guten, mäßigen, unbefriedigenden und schlechten Zustand. Als Qualitätskomponenten werden hierbei biologische, hydromorphologische und physikalisch-chemische Kenngrößen herangezogen. An Wasserkraftstandorten sind dabei insbesondere die beiden erstgenannten Kenngrößen von Bedeutung. Bei den biologischen Qualitätskomponenten wird zwischen Phytoplankton, Makrophyten und Phytobenthos, benthisch wirbelloser Fauna und Fischfauna unterschieden³. Für einen guten Zustand muss gelten, dass die entsprechende Population „in ihrer Zusammensetzung und Abundanz [nur] geringfügig von den typenspezifischen Gemeinschaften“⁴ abweicht. Ein guter Zustand der hydromorphologischen Qualitätskomponenten (Wasserhaushalt, Durchgängigkeit des Flusses und Morphologie) gilt als erreicht, wenn die Bedingungen so gestaltet sind, dass die für die biologischen Komponenten geforderten Werte für einen guten Zustand erreicht werden⁵.

Durch die Vorgaben der WRRL wird ein starker Einfluss auf die Nutzung bzw. die Ausbaumöglichkeiten der Wasserkraft genommen. In Bezug auf die Erschließung neuer Standorte oder die Reaktivierung alter Anlagen bedeutet dies, dass es zu einer Verschärfung des Konfliktes zwischen den ökologischen und ökonomischen Interessen kommen kann. Allerdings werden in der WRRL (Artikel 4 Abs. 1 und 3) in einem gewissen Rahmen auch den ökonomischen Gesichtspunkten Rechnung getragen. So darf unter bestimmten in der WRRL festgelegten Umständen ein Gewässer als erheblich veränderter Wasserkörper eingestuft werden⁶. Dies ist dann der Fall, wenn das Gewässer so stark durch Eingriffe des Menschen in seinem Wesen verändert wurde, dass kein „guter ökologischer Zustand“ erreicht werden kann. Stattdessen ist dann das „gute ökologische Potential“ als Ziel anzusetzen. Das heißt, in diesem Fall wird als Referenzzustand nicht das Gewässer in einem anthropogen nahezu unbelasteten Zustand angesetzt, sondern der Zustand des Gewässers, welcher nach der Realisierung von Maßnahmen zur ökologischen Aufwertung ohne eine erhebliche Nutzungseinschränkung vorliegen könnte (Deutsche Umwelthilfe, 2012).

Die Umsetzung der WRRL in nationales Recht erfolgt u.a. durch die Novellierung des WHG. In diesem Gesetz werden die Rahmenbedingungen für die Erlaubnis, Bewilligung sowie Benutzung von Oberflächengewässern vorgegeben (§§ 8 bis 21 WHG). Der Betrieb einer Wasserkraftanlage, wofür u.a. eine Wasserentnahme bzw. -ableitung und in der Regel auch ein Aufstau des Gewässers notwendig sind, gilt als Benutzung eines Oberflächengewässers (vgl. § 9 WHG). Hierfür ist nach § 8 Abs. 1 WHG eine Erlaubnis oder Bewilligung erforderlich.

Die Bewirtschaftungsziele, welche den Zielen der Wasserrahmenrichtlinie entsprechen, sind in §§ 27 bis 31 WHG festgeschrieben. Speziellere Regelungen für die Wasserkraft finden sich in §§ 33 bis 35 WHG, wobei in §§ 33 und 34 WHG nur Bezug auf die Errichtung von Stauanlagen und nicht explizit auf Wasserkraftanlagen genommen wird. Allerdings ist für die Mehrheit der Wasserkraftanlagen die Errichtung einer Stauanlage erforderlich, so dass an diesen Anlagen eine Mindestwasserführung, die Durchgängigkeit des Gewässers und der Schutz der Fischpopulation sichergestellt sein müssen. Wie diese Forderungen sichergestellt werden, ist im WHG nicht explizit vorgegeben. So wird in Deutschland die Menge des im Gewässer zu belassenden Mindestabflusses von den einzelnen Bundesländern geregelt. In Hessen galt z.B. bis zu ihrem Außerkrafttreten Ende 2012 die „Regelung über den in einem Fließgewässer zu belassenden Mindestabfluss bei der Entnahme und Wiedereinleitung von Wasser“. In Bayern werden die Mindestabflüsse durch die 1999 herausgegebene Arbeitsanleitung zur Abschätzung von Mindestabflüssen in wasserkraftwerksbedingten Ausleitungsstrecken ermittelt. In Baden-

² Art. 4 Abs. 1 Nr. a) i) und ii) WR-Richtlinie

³ Vgl. Anhang V Nr. 1.2 WR-Richtlinie

⁴ Anhang V Nr. 1.2.1 WR-Richtlinie

⁵ Anhang V Nr. 1.2.1 WR-Richtlinie

⁶ Art. 4 Abs. 1 Nr. a) iii) und Abs. 3 WR-Richtlinie

Württemberg finden sich entsprechende Angaben in „Mindestabflüsse in Ausleitungsstrecken“. Die einzelnen Regelungen unterscheiden sich durch ihren Schwerpunkt der Gewichtung in Hinblick auf Ökologie oder Ökonomie.

Ebenso wie die Mindestwasserführung wird in den einzelnen Bundesländern vorgegeben, welche Maßnahmen zum Schutz der Fischpopulation an der Wasserkraftanlage ergriffen werden sollen. In Hessen wird dies in der Verordnung über die gute fachliche Praxis in der Fischerei und den Schutz der Fische (Hessischen Fischereiordnung, HFO) näher ausgeführt. Nach § 10 HFO muss der Betreiber sicherstellen, dass (1) die Stabweite der Rechenanlage höchstens 15 mm beträgt oder ein gleichwertiges Verfahren, welches das Eindringen von Fischen verhindert, zur Anwendung kommt, (2) Abwanderungshilfen für alle Fischarten zur tierschutzgerechten und schadlosen Passage in das Unterwasser vorhanden sind und (3) die umgesetzten Maßnahmen dem Stand von Wissenschaft und Technik entsprechen.

Neben den bislang genannten gesetzlichen Randbedingungen wird im UVPG für den Bau einer Wasserkraftanlage eine Vorprüfung hinsichtlich des Erfordernisses der Durchführung einer Umweltverträglichkeitsprüfung vorgeschrieben. Abhängig von der Lage bzw. der geplanten Lage für eine Wasserkraftanlage kann basierend auf der FFH-Richtlinie und der damit verbundenen Ausweisung von Schutzgebieten ein Bau oder eine Reaktivierung erheblich erschwert oder unmöglich werden.

Das EEG in der Fassung vom 21. Juli 2014 unterteilt den Bereich der Kleinwasserkraft weiterhin bei einer Bemessungsleistung von 500 kW. Für Neuanlagen mit einer geringeren Leistung wird eine Kilowattstunde mit 12,52 ct und bei Anlagen mit einer Leistung zwischen 500 kW und 2 MW mit 8,25 ct vergütet (vgl. § 40 Abs. 1 EEG). Dieser Förderanspruch verringert sich jedoch ab dem Jahr 2016 jeweils zum 1. Januar um 0,5 % (§ 27 Abs. 1 Nr. 1 EEG). Die entsprechende Vergütung wird für 20 Jahre garantiert (§ 22 EEG). Die Fördersätze können ebenfalls von Bestandsanlagen in Anspruch genommen werden, wenn bestimmte Voraussetzungen vorliegen. Eine Voraussetzung stellt eine wasserrechtlich zugelassene Ertüchtigungsmaßnahme zur Leistungserhöhung der Anlage dar (§ 40 Abs. 2 EEG). Generell besteht ein Anspruch auf die genannte Vergütung nur, wenn die für die Wasserkraftnutzung notwendige Stauanlage ganz oder teilweise bereits bestand oder vorrangig zu einem Zweck abseits der Wasserkraftnutzung errichtet wird (vgl. § 40 Abs. 4 Nr.1 EEG). Alternativ kann auch bei einer Wasserkraftnutzung ohne Querverbauung die Vergütung in Anspruch genommen werden.

Im gültigen EEG wird die Direktvermarktung des erzeugten Stroms vorgeschrieben, wobei in §§ 37 und 38 EEG Ausnahmen geregelt sind. Demnach besteht für Strom aus Anlagen, die vor dem 1. Januar 2016 in Betrieb genommen worden sind und eine installierte Leistung von höchstens 500 kW haben sowie für Anlagen, die nach dem 31. Dezember 2015 in Betrieb genommen worden sind und eine installierte Leistung von höchstens 100 kW haben ein Anspruch auf eine Einspeisevergütung entsprechend der Förderbeträge.

2.4.3. Kleinwasserkraft im Spannungsfeld zwischen verschiedenen Anforderungen

An Anlagen zur Erzeugung von Strom durch die Nutzung der kleinen Wasserkraft wird eine Vielzahl an Anforderungen gestellt, die in Konkurrenz zueinander stehen. Insbesondere die Abwägung der ökonomischen und ökologischen Interessen ist bei jedem Vorhaben sowie auch bei bestehenden Anlagen von großer Bedeutung. Daneben ergeben sich weitere Vorgaben aus den Bereichen „Klimaschutz“, „rechtliche Rahmenbedingungen“ und „sonstige Nutzungsansprüche“. In Abbildung 4 werden die an eine Kleinwasserkraftanlage gestellten Anforderungen im Überblick dargestellt

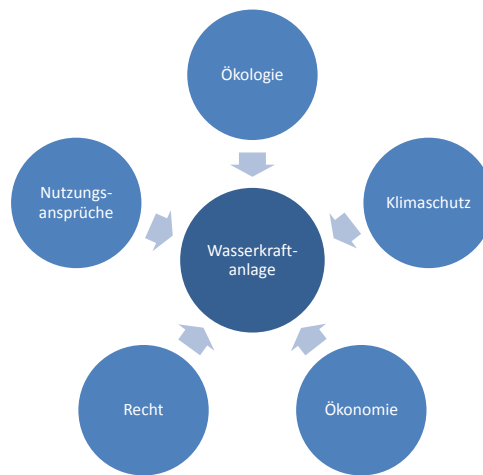


Abbildung 4: Anforderungen an eine Wasserkraftanlage

Es gilt zu beachten, dass die Errichtung oder Reaktivierung einer Wasserkraftanlage stets einen Eingriff in das Ökosystem Fließgewässer darstellt, welcher nicht nur aufgrund gesetzlicher Rahmenbedingungen sondern ebenfalls aus ökologischen Gründen möglichst klein gehalten werden sollte. Im Wasserhaushaltsgesetz, den Landeswassergesetzen sowie untergesetzlichen Regelwerken werden hierfür Vorgaben in Bezug auf die biologische Durchgängigkeit, den Schutz der Fischpopulation sowie die Mindestwasserführung getroffen. Insbesondere in Hinblick auf eine Schädigung von Fischen beim Anschwimmen zur Wasserkraftanlage oder bei deren Passage sind häufig die Belange der örtlichen Fischereiverbände zu berücksichtigen. Da auf die ökologischen Aspekte im Zusammenhang mit Kleinwasserkraftanlagen in Kapitel 6 detailliert eingegangen wird, kann an dieser Stelle auf eine weitere Betrachtung der Auswirkungen einer Wasserkraftanlage auf das Gewässer sowie die Flora und Fauna verzichtet werden.

Es gilt jedoch zu beachten, dass es durch die Anforderungen aus dem Bereich Gewässerschutz und der Förderung der Nutzung der Wasserkraft als erneuerbare Energiequelle zu einem Zielkonflikt kommt. Hierbei stehen sich auf der einen Seite die gewässerökologischen sowie naturschutzfachliche Belange und auf der anderen Seite der Klimaschutz mit dem Ziel der Vermeidung von CO₂-Emissionen gegenüber. Dieser Widerspruch besteht analog auf der Ebene des Europarechts zwischen den Zielen der europäischen Klimastrategie und den Zielen der Wasserrahmenrichtlinie.

Inwiefern sich die Investition in eine Wasserkraftanlage für einen potentiellen Betreiber wirtschaftlich darstellt, hängt zum einen von den erforderlichen Investitionskosten und dem Turbinenwirkungsgrad der Anlage ab und zum anderen von den Standortgegebenheiten wie verfügbaren Durchflüssen und den hieraus resultierenden Voll- oder Teillaststunden. In Abhängigkeit der jeweiligen Vergütungshöhe je eingespeister Kilowattstunde lässt sich der Amortisationszeitraum für die Anlage bestimmen. Hierbei gilt es zu beachten, dass aufgrund ökologischer Belange der Bau von Fischauf- und Fischabstiegsanlagen erforderlich sein kann, was zu zusätzlichen Investitionskosten sowie einer Reduzierung der nutzbaren Abflüssen führt, da ein Teil als Dotationswassermenge für diese Anlagen benötigt wird. Diese zusätzlichen Kosten können insbesondere bei Kleinwasserkraftanlagen einen signifikanten Anteil an den Gesamtinvestitionen aufweisen sowie in Kombination mit der reduzierten nutzbaren Wassermenge zu deutlich niedrigeren Erträgen führen.

Neben den zuvor erläuterten Anforderungen können in Abhängigkeit von der Lage des Kleinwasserkraftwerks zusätzliche Vorgaben aus dem Bereich Denkmalschutz und Städtebau in Hinblick auf die Einflussnahme auf das Landschaftsbild sowie aus dem Standort selbst resultieren. Hierbei können Aspekte wie die Gewährleistung der Hochwassersicherheit nach Installation der Anlage, die Vermeidung von negativen Einflüssen auf Anwohner im Nahbereich der Anlage, beispielsweise aufgrund von Lärmentwicklung durch das Wasserrad, sowie die Anpassung der Anlage an örtliche Gegebenheiten zu baulichen Einschränkungen führen.

Erst auf Grundlage und nach Betrachtung aller an einen Standort gestellten Anforderungen lässt sich eine endgültige Aussage in Bezug auf die Möglichkeit der Nutzung der Wasserkraft treffen. Dabei ist abzuklären, ob zur Nutzung des Standortes eine geeignete Technik in Form einer Turbine oder eines Wasserrades vorhanden ist, ob sich der Standort wirtschaftlich erschließen lässt und welche Restriktionen für eine ökologisch vertretbare Nutzung der Wasserkraft einzuhalten sind, um beispielsweise die Durchgängigkeit nicht zu gefährden und die Fauna, insbesondere Fische, nicht zu schädigen. Hierdurch kann es in Abhängigkeit des betrachteten Standortes zu einer Begrenzung des Ausbaus oder der Verbesserungsmöglichkeiten kommen.

2.5. Konventionelle Technologien zur Nutzung kleiner Wasserkräfte mit niedrigen Fallhöhen

Für Standorte mit geringen Fallhöhen wird auch heute noch auf konventionelle Energiewandler wie klassische Wasserräder, Francis- und Kaplan-Turbinen sowie Durchström-Turbinen zurückgegriffen. Im Folgenden werden diese Energiewandler vorgestellt und hinsichtlich ihrer technischen Eigenschaften (u.a. erforderliche Fallhöhe, nutzbare Durchflüsse und erzielbare Wirkungsgrade) sowie ihrer Auswirkungen auf die Durchgängigkeit näher betrachtet.

2.5.1. Wasserräder

Wasserräder werden an Standorten mit verhältnismäßig geringen Abflüssen und niedrigen Fallhöhen eingesetzt. Gewöhnlich werden die durch Wasserräder maximal zu verarbeitenden Durchflüsse mit etwa $5 \text{ m}^3/\text{s}$ und die maximale Fallhöhe mit etwa 12 m angegeben (Nuernbergk, 2005). Bei Wasserrädern liegen die installierten Leistungen gewöhnlich im Bereich von nur wenigen bis etwa 50 kW . Sie weisen selbst bei schwankender Wasserzufuhr über einen breiten Durchflussbereich nahezu konstant bleibende Wirkungsgrade⁷ auf und benötigen kaum eine Regelung (Giesecke und Mosonyi, 2009).

Wasserräder lassen sich anhand verschiedener Kriterien unterscheiden und klassifizieren. Abhängig davon, ob ein Wasserrad ausschließlich die Wirkung des Stoßes⁸, sowohl den Stoß- als auch die Gewichtswirkung oder allein die Gewichtswirkung des Wassers nutzt, erfolgt die Unterscheidung nach dem Wirkungsprinzip. Eine weitere Klassifizierung von Wasserrädern wird über die Lage des Eintrittspunktes des Wassers in das Rad vorgenommen. Bei einem oberflächlichen Rad erfolgt die Beaufschlagung im oberen Scheitelbereich des Rades, bei einem mittelschlächtigen Rad in etwa auf Höhe der Radachse und bei einem unterschlächtigen Wasserrad im unteren Scheitelbereich des Rades. Weiterhin können Wasserräder in Zellenräder, die becher- oder kastenförmige Zellen aufweisen, und in Schaufelräder, die ebene Schaufelflächen zwischen den einzelnen Hohlräumen besitzen, unterteilt werden (Abbildung 5). Die Wasserzuführung zu einem Wasserrad kann frei oder über ein Schütz, Überfall- oder Kulisseneinlauf erfolgen.

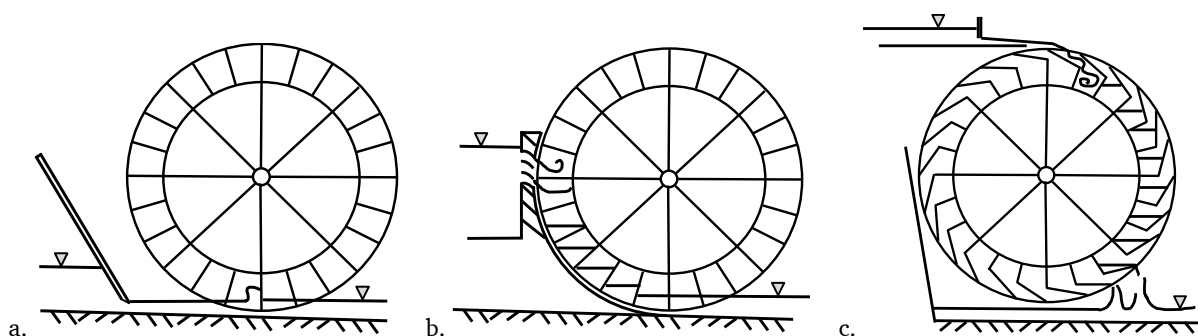


Abbildung 5: Klassifizierung der Wasserräder in a. unterschlächtiges Wasserrad, b. mittelschlächtiges Wasserrad und c. oberflächliches Wasserrad (nach Brüdern, 2009)

⁷ zur Begriffsdefinition „Wirkungsgrad“, siehe „Technisches Glossar“ (Anhang A)

⁸ zur Begriffsdefinition „Stoß“, siehe „Technisches Glossar“ (Anhang A)

Oberschlächlige Wasserräder nutzen ausschließlich die Gewichtskraft des Wassers, durch welche das Rad in Rotation versetzt wird. Dieser Wasserradtyp kann auch in Gestalt eines rückschlächtigen Wasserrades ausgeführt werden und weist dann eine dem oberchlächtigen Wasserrad entgegengesetzte Drehrichtung auf, welche der eines mittelschlächtigen Wasserrades entspricht. Im Bergbau wurden oberchlächlige Wasserräder in Form von Umkehrrädern, die in beide Laufrichtungen betrieben werden konnten, verwendet.

Mittelschlächlige Wasserräder nutzen ebenso vorrangig die Gewichtskraft des Wassers, wobei meist beim Wassereintritt eine Stoßeinwirkung, deren Größe von der geometrischen Gestaltung des Rades und der Radschaufeln abhängt, nicht ganz zu vermeiden ist. Als Beispiele für diese Bauform können das Zuppinger-Rad mit Überfalleinlauf und das Sagebien-Rad angeführt werden (vgl. Kapitel 3.3, Abbildung 17a und b).

Unterschlächlige Wasserräder bei Anordnung in einem Schnurgerinne nutzen im Gegensatz zu den beiden zuvor genannten Radtypen ausschließlich die Stoßkraft des Wassers. Werden sie mit einem Kropfgerinne gebaut, kann ebenfalls das Gewicht des Wassers auf das Rad einwirken (Müller, 1939). Als Beispiel hierfür kann das Zuppinger-Niedergefällerrad genannt werden (Abbildung 19b). Eine weitere besondere Bauform des unterschlächtigen Wasserrades ist das Poncelet-Rad (Abbildung 19a). Es stellt durch seine Nutzung des Wassers eine Annäherung an die Wirkungsweise der Turbine dar, indem es den stetigen Druck auf die Schaufel nutzt (Redtenbacher, 1846). Zusätzlich gibt es die sogenannten Strom- bzw. Schiffsmühlen, welche auch als tiefschlächlige Wasserräder bezeichnet werden. Diese nutzen vorrangig die Stoßwirkung des Wassers und können entweder in einem in das Gewässer eingehängten Gerinne oder im freien Strom angeordnet sein (Abbildung 6).

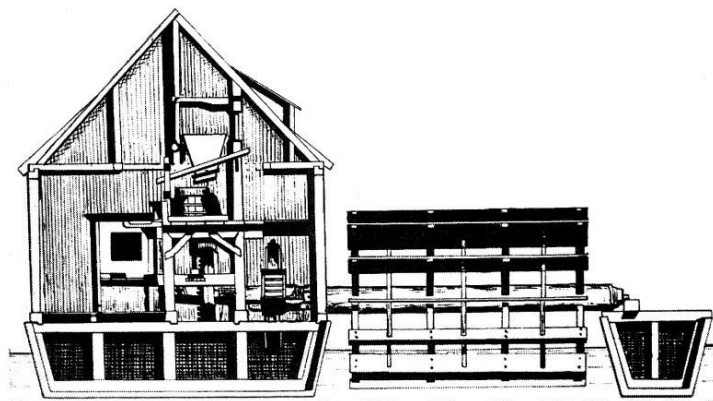


Abbildung 6: Darstellung einer Schiffsmühle, Typ Katamarin um 1739 (Jehle, 2015)

Im Gegensatz zu den Turbinen werden Wasserrädern in Bezug auf ihr Schädigungspotential für Fische und die für das Rad schadensfreie Durchgängigkeit von Sediment gute Eigenschaften nachgesagt. In Bezug auf die Auswirkungen auf Fische im Falle einer Wasserradpassage liegen allerdings bislang keine ausreichenden wissenschaftlichen Untersuchungen vor, da sich diese meist auf die Betrachtung von Turbinen beschränken. In DWA (2005) sowie Holzner und Tombek (2008) wird darauf hingewiesen, dass insbesondere oberchlächlige Wasserräder eine unproblematische Abwanderung für Fische in das Unterwasser ermöglichen. Weitere Vorteile der Wasserräder liegen in der Einfachheit ihrer Konstruktion und in ihrer geringen Anfälligkeit gegenüber leichteren Betriebsstörungen durch Verstopfungen der Schaufelzwischenräume oder Radzellen (Beyrich, 1905).

Eine detaillierte Beschreibung der Wirkungsweise, Einsatzbereiche und Ausführungsarten der Wasserräder wird in Kapitel 3 vorgenommen. Auf die Eigenschaften der Wasserräder in Bezug auf die Durchgängigkeit für Lebewesen, insbesondere Fische, sowie Sediment und Treibgut wird in Kapitel 6 vertieft eingegangen.

2.5.2. Francis-Turbine

Francis-Turbinen können bereits ab knapp 1 m Fallhöhe eingesetzt werden (McGuigan, 1978). Bei Fallhöhen bis 5 m wird dabei auf ein Spiralgehäuse aus Stahl für die Wasserzuführung verzichtet und stattdessen eine sogenannte Francis-Schacht- oder Francis-Kammerturbine errichtet (Giesecke und Mosonyi, 2009). Hierdurch kann der Aufwand für die Tiefbauarbeiten in einem wirtschaftlich verträglichen Rahmen gehalten werden. Um bei sehr niedrigen Nennfallhöhen eine ausreichende Überdeckung der Turbine zu gewährleisten, muss, wie in Abbildung 7 dargestellt, eine Heberkammer angeordnet werden (Quantz und Meerwarth, 1963).

Der mittels der Schachtturbine zu erreichende Wirkungsgrad⁹ liegt lediglich 1 bis 2 % unterhalb der Wirkungsgrade einer Turbine mit Einlaufspirale und beträgt zwischen 75 und 85 % (König und Jehle, 2005; Graf, 1906). Er sinkt bei Unterschreitung von einem Drittel des Ausbaudurchflusses stark ab, da die Regelung der Turbine nur über den Leitapparat erfolgt. Aus diesem Grund ist es bei stark schwankendem Wasserdargebot empfehlenswert zwei oder mehr Turbinen einzubauen, um diese dann entsprechend ab- und zuzuschalten (Quantz und Meerwarth, 1963). In jüngster Zeit werden Francis-Turbinen an Standorten mit niedrigen Fallhöhen aufgrund ihrer negativen Eigenschaften im Teillastbereich jedoch kaum noch eingesetzt und stattdessen Kaplan-turbinen bevorzugt (König und Jehle, 2005).

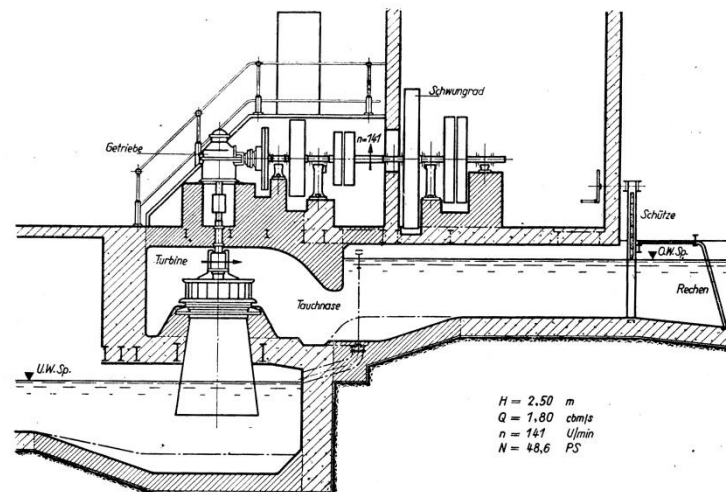


Abbildung 7: Francis-Schachtturbine in Heberanordnung (Rauch, 1959)

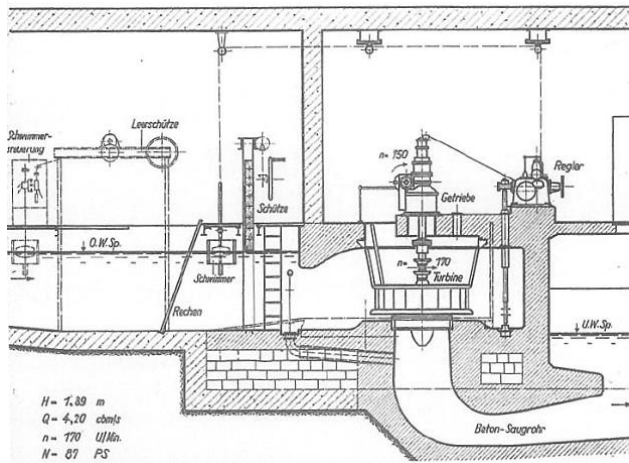
Die Francis-Turbine weist ein relativ enggestelltes Schaufelgitter mit meist 10 bis 20 Schaufeln auf, welches radial durchströmt wird. Das Laufrad wird dabei aus einem Stück hergestellt. Dies bedeutet, dass bei einer Beschädigung beispielsweise durch eintretende Schwebstoffe, immer das gesamte Rad getauscht werden muss (McGuigan, 1978). Eine Sediment- oder Treibgutdurchgängigkeit ist für diese Turbine nicht gegeben, da es schnell zu einer Schädigung durch Abrieb kommen kann. Das Eintreten dieser Stoffe muss durch vorgeschaltete Rechen vermieden werden.

Fische, die trotz eines entsprechend feinen Rechens in die Turbine gelangen, haben ein vergleichsweise hohes Risiko Schaden zu nehmen. So werden in Larinier und Dartiguelongue (1989) für Salmoniden Mortalitätsraten zwischen 0 und nahezu 100 % in Abhängigkeit von dem untersuchten Standort berichtet. Die mittlere Schädigungsrate betrug dabei 37 %. In Bezug auf Aale wird in Ebel (2013) ebenfalls ein Schädigungsintervall von 0 bis 100 % angegeben, wobei die standortbezogenen Mittelwerte der Schädigungsrate zwischen 0 und 70,6 % liegen (Ebel, 2008).

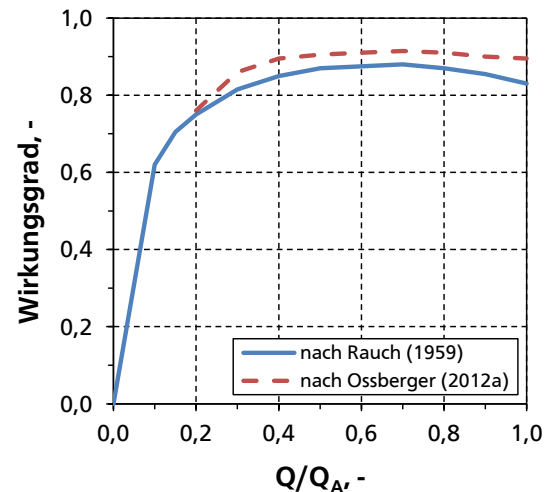
⁹ zur Begriffsdefinition „Wirkungsgrad“, siehe „Technisches Glossar“ (Anhang A)

2.5.3. Kaplan-Turbine

Die Kaplan-Turbine ist eine Propeller-Turbine, welche bewegliche Laufradschaufeln besitzt (einfach reguliert) und die zusätzlich mit einem Leitrad mit Leitschaufeln (zweifach reguliert) ausgestattet sein kann. Durch die guten Reguliermöglichkeiten sind Kaplan-Turbinen auch bei schwankenden Wassermengen und Fallhöhen effektiv einsetzbar. Der Einsatzbereich dieser Turbine beginnt bei Fallhöhen ab 1 m (Ossberger, 2012a) und erstreckt sich bis 80 m (Rauch, 1959).



a.



b.

Abbildung 8: Kaplan-Turbine für den Einsatz bei niedrigen Fallhöhen: a. Turbine in Heberanordnung mit einer Fallhöhe $H = 1,89$ m (Rauch, 1959), b. Wirkungsgradverlauf einer doppelt regulierten Kaplan-Turbine (nach Rauch, 1959; nach Ossberger, 2012a)

Kaplan-Turbinen in Heberanordnung sind für einen Fallhöhenbereich von 1,5 bis etwa 5 m geeignet (Raabe, 1970). Zum Erreichen hoher Wirkungsgrade sind geeignete Zu- und Ablaufbauwerke zu installieren, welche ein verlustarmes Zu- und Abströmen ermöglichen. Die Wasserzuführung erfolgt bei der Heberanordnung entweder durch eine Heberkammer mit Halbspirale oder durch eine geschlossene Wasserkammer. Die Ausführung kann vollgehebert, d.h. die Einlaufspirale mit dem Leitapparat befindet sich über dem Oberwasserspiegel, oder teilgehebert, d.h. die zuvor genannten Kraftwerksbestandteile befinden sich auf Höhe des Oberwasserspiegels, ausgeführt sein (Giesecke und Mosonyi, 2009). Durch die höhere Anordnung wird eine Verlängerung des Saugrohres erreicht, welches zur Reduzierung der Geschwindigkeit des abfließenden Wassers und somit zur Rückgewinnung von Druckhöhe hinter der Turbine eingebaut werden muss. Da die Turbine bei diesem Kraftwerksaufbau vergleichsweise hoch eingebaut werden kann, verringern sich die erforderlichen Erdaushubarbeiten für den Bereich der Saugseite der Turbine (Raabe, 1970). In Abbildung 8 ist eine Kaplan-Turbine für eine Fallhöhe von 1,89 m, einen Durchfluss von $4,5 \text{ m}^3/\text{s}$ und eine Turbinenleistung von 87 PS (63,99 kW) dargestellt (Rauch, 1959). Für diese lässt sich ein mechanischer Wirkungsgrad von rund 82 % für die dargestellte Situation errechnen.

Eine weitere Bauform der Kaplan-Turbinen, welche im Bereich der niedrigen Fallhöhen Einsatz findet, ist die Kaplan-Turbine mit horizontaler Achse oder leicht gegen die Horizontale geneigter Achse in Form von Rohrturbinen. Diese sind für einen Fallhöhenbereich zwischen 2 und 20 m geeignet (Raabe, 1970). Bei diesen Turbinen ist der Einlauf trompetenförmig ausgebildet und hinter dem Laufrad ist ein Saugrohr angeschlossen (Rauch, 1959).

Doppelt regulierte Kaplan-Turbinen weisen ab einer Beaufschlagung von 15 % des Ausbaudurchflusses Q_A mechanische Wirkungsgrade von über 75 % auf und erreichen die höchsten Wirkungsgrade im Bereich $0,4 \leq Q/Q_A \leq 1,0$. Diese liegen nach Rauch (1959) zwischen 85 und 88 % und für neuere Turbinen nach Ossberger (2012a) zwischen 90 und 92 % (Abbildung 8b). Im Vergleich zu Francis-Turbinen können doppelt regulierte Kaplan-Turbinen über einen breiteren Abflussbereich und insbe-

sondere im geringen Teillastbereich höhere Wirkungsgrade aufweisen. Aus diesem Grund wird die Kaplan-Turbine meist den Francis-Turbinen vorgezogen, wenn es um die Neuerschließung von Standorten mit geringen Fallhöhen geht.

In Bezug auf das Schädigungspotential für Fische bei der Passage durch eine Kaplan-Turbine gibt es eine Vielzahl an Untersuchungen (u.a. Raben, 1955). In Holzner (2000) werden in Abhängigkeit von der Fischart Schädigungsraten von 6 bis 47 % angegeben. Larinier (2006) nennt für die juvenilen Salmonide einen Bereich zwischen 5 und 20 % und in Ebel (2008) werden standortbezogene Mittelwerte der Schädigungsraten für Aale von 10,6 bis 97 % genannt. Es kann davon ausgegangen werden, dass bei vergleichbaren Fallhöhen und Umfangsgeschwindigkeiten keine signifikanten Unterschiede in Bezug auf die Schädigung von Fischen durch Kaplan- und Francisturbinen zu erwarten sind (Ebel, 2013). Analog zur Francis-Turbine ist auch bei der Kaplan-Turbine der Eintrag von Sediment und Treibgut zu vermeiden, um hierdurch eine Schädigung der Turbine durch Abrieb zu minimieren.

2.5.4. Durchströmturbine

Neben den beiden zuvor beschriebenen Turbinentypen kann im niedrigen Fallhöhenbereich auch die Durchströmturbine zum Einsatz kommen. Bei diesem Turbinentyp handelt es sich um eine Gleichdruckturbine, die radial durchströmt wird (Abbildung 9a). Ihr Einsatzbereich liegt bei Durchflüssen von 0,04 bis 13 m³/s und Fallhöhen zwischen 1 und 200 m (Giesecke und Mosonyi, 2009).

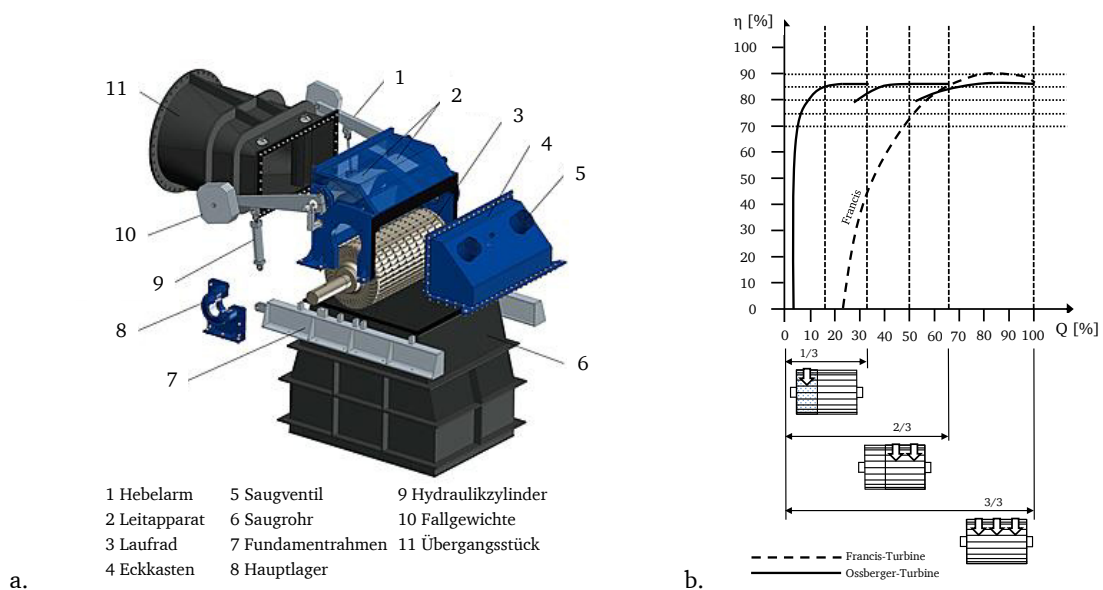


Abbildung 9: Durchströmturbine: a. Aufbau (Ossberger, 2016; modifiziert), b. Wirkungsgradverlauf (nach Ossberger, 2012b)

Das Wasser wird mittels zweier Leitschaufeln stoßfrei auf das Laufrad geführt. Die Leitschaufeln übernehmen die Durchflussteuerung und können bei niedrigen Fallhöhen als alleiniges Absperrorgan eingesetzt werden (Ossberger, 2012b). Um auch im Teillastbereich hohe Wirkungsgrade zu erreichen, sind der Leitapparat und das Laufrad üblicherweise im Verhältnis 1:2 in der Länge unterteilt. Hierdurch kann selbst bei geringer Beaufschlagung ein Abschnitt des Laufrades voll beaufschlagt werden und damit hydraulisch optimal wirken, so dass die Durchströmturbine auch bei Teilbeaufschlagung einen sehr flachen Wirkungsgradverlauf aufweist. Der maximal zu erreichende Wirkungsgrad liegt bei knapp 85 % (Abbildung 9b). Durch das gute Teillastverhalten werden auch bei einer Beaufschlagung von nur rund 1/6 des Nenndurchflusses noch zufriedenstellende Wirkungsgrade erreicht.

Der Durchmesser des Laufrades liegt gewöhnlich unter einem Meter, so dass die Drehzahlen tendenziell hoch ausfallen (König und Jehle, 2005). Giesecke und Mosonyi (2009) geben spezifische Drehzahlen von 2 bis 70 Umdrehungen pro Minute an. Die Schaufelanzahl variiert in Abhängigkeit des

gewählten Laufraddurchmessers und kann bis zu 37 linear gekrümmte Einzelschaufeln betragen (Ossberger, 2012b). Das zugeführte Wasser durchströmt das Laufrad zwei Mal. Zuerst strömt es zwischen den Schaufeln von außen nach innen und danach noch einmal von innen nach außen. Treibgut, wie beispielsweise Laub, welches durch das Wasser in die Schaufelzwischenräume eingetragen wird, wird von dem nach außen strömenden Wasser nach etwa einer halben Umdrehung wieder entfernt. Der Läufer reinigt sich somit dauerhaft selbst.

Bei der hochwassersicheren Anordnung der Anlage ist darauf zu achten, dass das Laufrad zu keiner Zeit in das Unterwasser eintaucht. Um insbesondere bei niedrigen Fallhöhen einen Teil der durch den hochwassersicheren Einbau verloren gegangenen Fallhöhe zurückzugewinnen, ist die Anordnung eines Saugrohres notwendig. Hierdurch wird auf der Unterwasserseite ein Unterdruck erzeugt, der durch ein regulierbares Belüftungsventil steuerbar ist (Ossberger, 2012b). Die Durchströmturbine weist einen einfachen, robusten und kompakten Aufbau auf, der im Dauerbetrieb zuverlässig und wartungsarm ist (Giesecke und Mosonyi, 2009).

In Bezug auf die Fischverträglichkeit wird die Durchströmturbine häufig mit einer Pelton-turbine verglichen. Bei der Pelton-turbine wird von einer Mortalitätsrate nahe 100 % ausgegangen (Larinier und Dartiguelongue, 1989). Für die Durchströmturbine wurden von DuBois und Gloss (1993) in Abhängigkeit von der Fischlänge Mortalitätsraten (bezogen auf 24 Stunden nach der Passage) von 61 bis 72 % bestimmt. Dabei spielte die jeweils durch die Turbinen erzeugte Leistung keine Rolle.

2.6. Aktuelle Entwicklungen zur Nutzung kleiner Wasserkräfte

Neben den klassischen Wasserrädern und Turbinen wird in der jüngsten Zeit verstärkt auf die Entwicklung von neuen Wasserkraft-Technologien gesetzt, die im Bereich der kleinen Wasserkraft mit niedrigen Fallhöhen (0,5 bis 2,5 m) ökologisch vertretbar und ökonomisch sinnvoll eingesetzt werden können. Aus rein technischer Sicht können die in Kapitel 2.5 aufgeführten Energiewandler entsprechend der vorliegenden Randbedingungen für Wasserkraftstandorte mit niedrigen Fallhöhen eingesetzt werden. Allerdings sind sie aus ökonomischen und ökologischen Gesichtspunkten nicht immer geeignet. So weisen konventionelle Turbinen zum einen negative ökologische Eigenschaften in Bezug auf die Schädigungsrate für Fische auf und zum anderen sinkt ihre Rentabilität im niedrigen Fallhöhenbereich aufgrund der teilweise aufwendigen Tiefbauarbeiten und der damit verbundenen Kosten stark ab. Wasserräder gelten wegen ihrer niedrigen Drehzahl und vergleichsweise großen geometrischen Abmessungen sowie ihrer Arbeit unter atmosphärischem Druck im Vergleich zu Turbinen als weniger schädigend für Fische, obwohl hierfür kaum quantitative Untersuchungen vorliegen. Insbesondere überschlängigen Wasserrädern wird diese positive Eigenschaft zugeschrieben (u.a. DWA, 2005). Nachteilig ist allerdings das begrenzte Schluckvermögen von Wasserrädern, welches sich auf unter $1 \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{m})$ beläuft (Müller, 1939).

Ausgehend von den ökologischen und ökonomischen Einschränkungen in Bezug auf die Einsatzbereiche der konventionellen Energiewandler wird die Entwicklung neuer Technologien für niedrige Fallhöhen vorangetrieben. Ziel ist es hierbei, die negativen ökologischen Eigenschaften der heutigen Energiewandler zu minimieren sowie die ökonomische Tragbarkeit zu erhöhen. Dabei stützt sich ein Teil der Entwicklungen auf bekannte Energiewandler, wie beispielsweise Wasserräder, und entwickelt diese weiter. Alternativ wird versucht bekannte Technologien in einem neuen Umfeld einzubauen. Generell gilt es somit bei der Entwicklung neuer Technologien zwischen einer Neu- bzw. Weiterentwicklung der Maschinenart sowie einer Optimierung bzw. Veränderung der Kraftwerksbauweise, d.h. einer neuen Anordnung des Energiewandlers innerhalb eines Systems, zu unterscheiden. Entwicklungen im Bereich der Maschinenarten werden nachfolgend in Kapitel 2.6.1 bis 2.6.3 und im Bereich der Kraftwerksbauweise in Kapitel 2.6.4 bis 2.6.6 dargestellt.

Wasserkraftwandler, die ausschließlich die Geschwindigkeitsenergie des Wassers und eine Fallhöhe von etwa Null nutzen, werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht betrachtet und aus diesem Grund auch im Folgenden nicht vorgestellt. Häufig finden sich für die aufgeführten aktuellen Entwicklungen nur Herstellerangaben und wenig wissenschaftlich belastbares Material bzw. es sind nur Informationen in einem sehr geringen Umfang verfügbar. Die vorgenommene Beschreibung der aktuell in Erprobung befindlichen Energiewandler basiert auf dieser zum Teil unzureichenden Informationslage und dient vor allem dem Überblick. Sie stellt somit keine wertende Auflistung dar und erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit.

Die hydrostatischen Druckmaschinen (Wasserdruckrad und Wasserdruckmaschine), welche ebenfalls den aktuellen Entwicklungen zuzurechnen sind, werden in diesem Kapitel nicht beschrieben, da sie zentraler Bestandteil dieser Arbeit sind. Sie werden separat in Kapitel 4 vorgestellt und detailliert beschrieben.

2.6.1. VLH-Turbine

Das Konzept der VLH-Turbine („Very Low Head“-Turbine) besteht aus der Kombination einer einfach regulierten Kaplanturbine mit einem in die Turbinennabe integrierten Permanentmagnet-Generator. Diese Komponenten sind in einem schwenkbaren Rahmen eingebaut, welcher sich während des Betriebszustandes in einer Position von etwa 45° in einem rechteckigen Betonkanal befindet und somit eine kompakte Bauweise darstellt (Abbildung 10a). Für Wartungs- und Reparaturarbeiten sowie bei Hochwasser kann die komplette Maschinengruppe aus dem Kanal geschwenkt werden. (MJ2 Technologies, 2011)

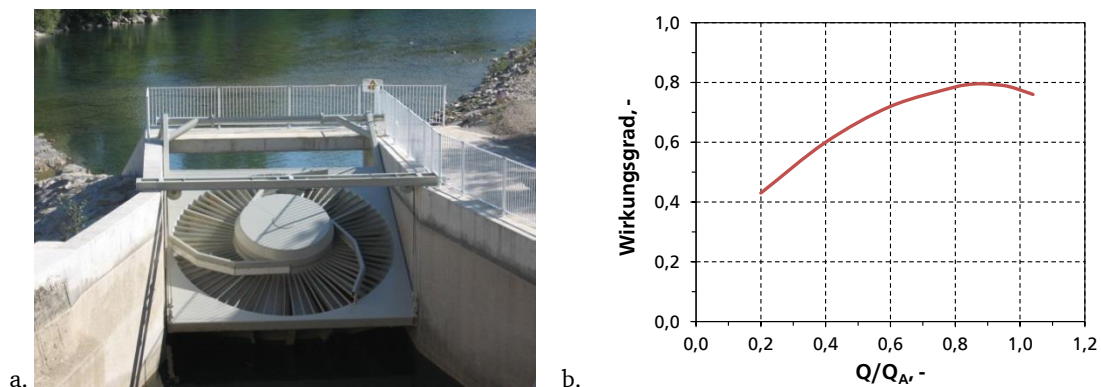


Abbildung 10: VLH-Turbine, a) Blick von Unterstrom auf die angehobene Anlage (MJ2 Technologies, 2011), b) Wirkungsgradverläufe (nach Eichenberger et al., 2011)

Die VLH-Turbine wurde für Wasserspiegeldifferenzen von 1,5 bis 4,5 m, Durchflüsse zwischen 8 und $30 \text{ m}^3/\text{s}$ und Leistungen im Bereich von 100 bis 500 kW entwickelt (MJ2 Technologies, 2011; Stellba Hydro, 2011). Um das breite Spektrum abzudecken, werden herstellerseitig fünf standardisierte Laufraddurchmesser im Bereich von 3,15 bis 5 m angeboten. Durch diese verhältnismäßig groß gewählten Durchmesser ergibt sich ein geringer spezifischer Durchfluss und damit einhergehend eine vergleichsweise niedrige Drehzahl (< 40 Umdrehungen pro Minute). Die Rotationsgeschwindigkeit wurde aus Gründen des Fischschutzes niedrig gewählt (Leclerc, 2007). Durch ein Verstellen der acht Laufradschaufeln kann der Turbinendurchfluss auf nahezu Null verringert und somit die Turbine zum Stillstand gebracht werden (Juhrig, 2011). Der Bau eines Saugrohres ist aufgrund der geringen Austrittsgeschwindigkeiten nicht erforderlich.

Die ebenfalls in dem schwenkbaren Rahmen integrierten 18 Leitschaufeln fungieren mit zusätzlichen Flacheisen auch als Grobrechen und sind mit einer rotierenden Rechenreinigungseinrichtung ausgestattet. Das anfallende Rechengut wird periodisch über Spülklappen ins Unterwasser geschwemmt. Hierfür wird kurzzeitig die turbinierte Wassermenge reduziert, so dass es zu einem Spülvorgang kom-

men kann. Da der Permanentmagnet-Generator in der Nabe verbaut ist, wird diese mit einem Druck beaufschlagt, der 0,2 bis 0,3 bar höher als der sich durch den höchsten Wasserstand einstellende Wasserdruck liegt, um das Eindringen von Feuchtigkeit zu vermeiden. Eine Regulierung der Generatordrehzahl ist möglich, so dass auch bei Schwankungen der Fallhöhe die Turbine weiter im optimalen Wirkungsgradbereich verbleibt. Dies gilt bis zu einer Reduzierung der Fallhöhe auf 40 % der nominellen Fallhöhe. (Juhrig, 2011)

Anhand von Modellversuchen mit einer VLH-Turbine wurde deren Leistungscharakteristik identifiziert. Für einen Turbinendurchmesser von 672 mm wurde ein maximaler mechanischer Wirkungsgrad von 86 % bestimmt (Fraser et al., 2007). Bei Messungen an einer Prototypanlage mit einem Turbinendurchmesser von 4,5 m ergaben sich für einen nominellen Durchfluss von 22,5 m³/s und einer Fallhöhe von 2,5 m elektrische Wirkungsgrade von etwa 80 % (Leclerc, 2007). In Abbildung 10b zeigt sich, dass die VLH-Turbine im höheren Teillastbereich bei $0,4 < Q/Q_A < 1$ gute bis sehr gute Wirkungsgrade vorweisen kann. Diese fallen jedoch bei Beaufschlagungen unter $0,4 Q/Q_A$ sehr stark ab.

Um die Fischfreundlichkeit der Turbine zu belegen, wurden an der ersten in Betrieb genommenen Anlage bei Millau (Frankreich) wiederholt Untersuchungen durchgeführt. In Abhängigkeit von der Fischart sowie der Spaltöffnung zwischen den einzelnen Laufradschaufeln beläuft sich die Mortalitätsrate auf 0 bis 4,4 % (Ecogea, 2013). Sie ist damit fünf bis zehn Mal geringer als bei konventionellen Turbinen (MJ2 Technologies, 2008). Aus diesem Grund darf die VLH-Turbine in einigen europäischen Ländern (z.B. Frankreich, Italien und Belgien) ohne zusätzlichen Feinrechen betrieben werden (Juhrig, 2011). Bis zum Februar 2016 waren weltweit insgesamt 70 Maschinen installiert und eine erste Maschine wurde in Deutschland (Kempten) betrieben (Leclerc, 2016).

2.6.2. Wasserkraftschnecke

Die Wasserkraftschnecke ist eine energietechnische Umkehrung der Archimedischen Schraube, welche bereits in der Antike zur Wasserförderung, beispielsweise zu Bewässerungszwecken, eingesetzt wurde. Sie kann somit als eine der ältesten hydraulischen Maschinen bezeichnet werden. Bereits in der ersten Hälfte des 19. Jahrhunderts schlug der französische Ingenieur Navier vor, die Archimedische Schraube als eine Art Wasserrad zu nutzen (Kantert, 2008). Diese Idee wurde allerdings erst gegen Ende des 20. Jahrhunderts wieder aufgegriffen (Patentschrift Nr. DE4139134A1, 1992).

Erste Versuche mit einer Wasserkraftschnecke wurden Mitte der 1990er von Brada (1999) durchgeführt und im Anschluss daran die ersten Maschinen im Freiland installiert. Im Sommer 2011 betrug die Anzahl installierter Wasserkraftschnecken weltweit rund 180, wovon sich 30 Anlagen in Deutschland befinden (Lashofer et al., 2011).

Die Wasserkraftschnecke eignet sich für den Einsatz im Bereich geringer Fallhöhen von 1 bis zu 10 m. Sie kann Durchflüsse im Bereich von 0,1 bis 10 m³/s verarbeiten und weist dabei Durchmesser von 1 bis 5 m auf. Der mögliche Bereich für die installierte Leistung liegt zwischen 1 und 500 kW. (Andritz Atro, 2013)

Die Rotationsgeschwindigkeit bewegt sich üblicherweise im Bereich zwischen 17 und 92 Umdrehungen pro Minute (Kantert, 2008). Die Schnecke wird dabei in einem zylindrischen, meist nach oben offenen Trog aus Metall oder Ort beton installiert und weist einen mehrgängigen Schneckenflügel auf (Abbildung 11a).

Laut Hersteller können Wirkungsgrade bis zu 92 % erreicht werden, wobei eine Änderung der Fallhöhe oder des Durchflusses nur einen geringen Einfluss auf den Wirkungsgrad haben soll (Andritz Atro, 2013). Messungen an Wasserkraftschnecken zeigten mechanische Wirkungsgrade von bis zu 80 %, die über einen breiten Beaufschlagungsbereich vergleichsweise konstant bleiben (Brada, 1999). Erst ab

einer Beaufschlagung von weniger als $0,3 \cdot Q/Q_A$ kommt es zu einer deutlichen Reduzierung des Wirkungsgrades (Abbildung 11b).

Die in Müller und Senior (2009) entwickelte Theorie zur Beschreibung der Wasserkraftschnecke weist darauf hin, dass der maximal mögliche Wirkungsgrad eine Funktion der Geometrie ist. Dabei verringert sich der Wirkungsgrad mit Zunahme des Neigungswinkels oder mit größeren Abständen zwischen den Windungen, da sich hierdurch die Fallhöhe zwischen den einzelnen Zellen erhöht. Wenn bei einem Winkel von 30° maximale Wirkungsgrade von etwa 80 % erreicht werden können, müsste es laut Müller und Senior (2009) folglich bei größeren Neigungswinkeln oder einer einfacheren Geometrie zu einer Abnahme des Wirkungsgrades kommen. Wird beispielsweise ein größerer Schnecken-durchmesser eingesetzt, so kann davon ausgegangen werden, dass der maximal zu erreichende Wirkungsgrad geringer wird, da sich die Einzelfallhöhen vergrößern (Müller und Senior, 2009).

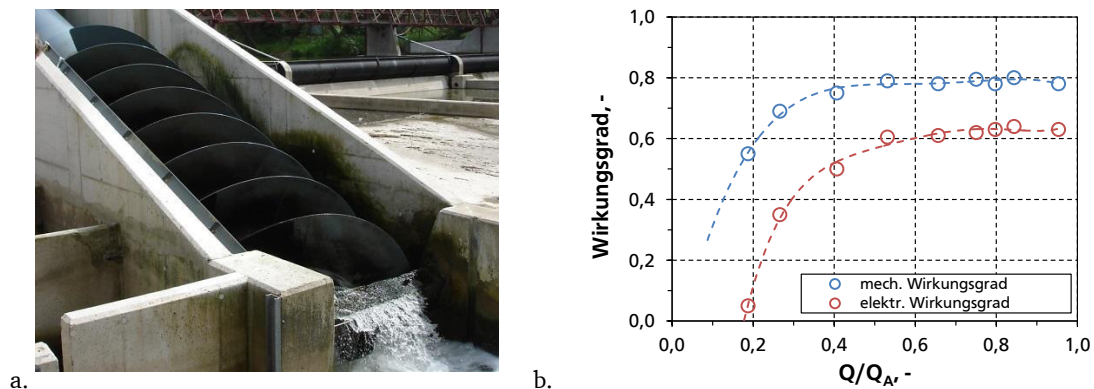


Abbildung 11: a. Wasserkraftschnecke, b. Messungen an einer Wasserkraftschnecke mit $D = 1050$ mm, $L = 4700$ mm, $\alpha = 30^\circ$, $n = 53$ 1/min und $Q_{\max} = 320$ l/s (nach Brada, 1999)

Im Rahmen von Untersuchungen an mehreren Anlagen wurde ein mittlerer Anlagenwirkungsgrad von 69 % bestimmt, einzelne Anlagen erzielten sogar Spitzenwirkungsgrade von 79 % (Lashofer et al., 2011). Hierbei wurde deutlich, dass bei unregelmäßigen Anlagen der maximale Wirkungsgrad nur bei Ausbaudurchfluss erzielt werden kann. Bei geringerer Beaufschlagung kommt es durch einen vergleichsweise stärkeren Einfluss der Spaltverluste sowie bei höherer Beaufschlagung durch ein Überlaufen zu einer Reduzierung des Wirkungsgrades. Sind Anlagen mittels eines Frequenzumrichters geregelt, so passt sich die Drehzahl der entsprechenden Durchflussmenge an. Es ist allerdings generell mit einer Reduzierung des Wirkungsgrades von mindestens 3 % durch die Verluste des Frequenzumrichters zu rechnen (Lashofer et al., 2011). Ein weiterer analytischer Ansatz zur Beschreibung der Einlaufparameter zum Erreichen der optimalen Arbeitsweise einer Wasserkraftschnecke wurde von Nuernbergk und Rorres (2012) vorgestellt. Hierdurch kann, ausgehend von vorgegebenen geometrischen und betriebsbedingten Parametern, die in Abhängigkeit des optimalen Füllpunktes beste Einlaufsituation in Bezug auf die Oberwasserlage bestimmt werden.

Vorteile der Wasserkraftschnecke liegen darin, dass sie wartungsarm ist und nur ein Grobrechen vorgeschaltet werden muss, da die Anlage gegenüber Geschwemmsel sehr unempfindlich ist (Brada, 1999). Dies wirkt sich wiederum positiv auf die Betriebskosten aus. Weiterhin kann die Installation vergleichsweise schnell und kostengünstig erfolgen, da es möglich ist, die Wasserkraftschnecke und den Trog bereits im Werk zu montieren, als ein Teil anzuliefern und zu installieren (Nuernbergk und Rorres, 2012). Negative Aspekte sind das Auftreten von lauten Geräuschen, wenn sich die Schraube insbesondere bei niedrigen Unterwasserständen in die Wasseroberfläche eindreht und es zu Eisbildung im Bereich der Schnecke kommt (Lashofer et al. 2011). In diesen Fällen wurde in der Praxis durch nachträgliche Errichtung von Einhausungen oder temporären Abdeckungen Abhilfe geschaffen.

Die Fischverträglichkeit der Wasserkraftschnecke wurde in mehreren Studien untersucht. Hierbei wurde eine sehr geringe Schädigungsrate für Fische festgestellt (u.a. Späh, 2001; Fishtek Consulting, 2007; Fishtek Consulting, 2008). In Ebel (2013) wird eine Auswertung bislang durchgeführter Untersuchungen vorgenommen und eine Variabilität der Schädigungsraten im Bereich zwischen 0 und 32,7 % festgestellt, wobei deren Mittelwert mit 5,9 % angegeben wird. Schmalz (2010) stellt fest, dass der Spalt zwischen dem Schneckenflügel und dem Stahltrog einen signifikanten Einfluss auf das Verletzungsrisiko hat. So führten höhere Spaltmaße zu deutlich erhöhten Verletzungsraten. Es wird ebenso vermutet, dass die Länge der Schnecke und damit die Verweilzeit der Fische in der Anlage einen Einfluss auf die Mortalitätsrate haben.

2.6.3. Weiterentwickelte Wasserradtechnologie

Das Konzept der weiterentwickelten Wasserradtechnologie besteht darin, die Bauweise eines klassischen Zuppinger-Wasserrades aufzugreifen und es baulich so zu verändern, dass ein deutlich höherer Durchfluss verarbeitet werden kann. Hierdurch konnten die maximal zu verarbeitenden Durchflüsse von 6 auf 15 bis 60 m³/s und der Wirkungsgrad von 75 bis 80 % auf 85 bis 92 % erhöht werden. Ein Fallhöhenbereich zwischen 0,4 und 6,5 m ist mit der Anlage abzudecken. Das weiterentwickelte Wasserrad kann als mittel- oder unterschlächtiges Rad ausgeführt werden. (Seidel et al., 2006)

In Abbildung 12 wird deutlich, dass der Wirkungsgrad mit sinkender Durchflussmenge auf ein Maximum von 90 % ansteigt. Der qualitative Verlauf ist ansonsten mit dem eines klassischen Wasserrades zu vergleichen. Somit ist die weiterentwickelte Wasserradtechnologie sehr gut für den Einsatz in Flachlandflüssen mit schwankenden Abflüssen geeignet.

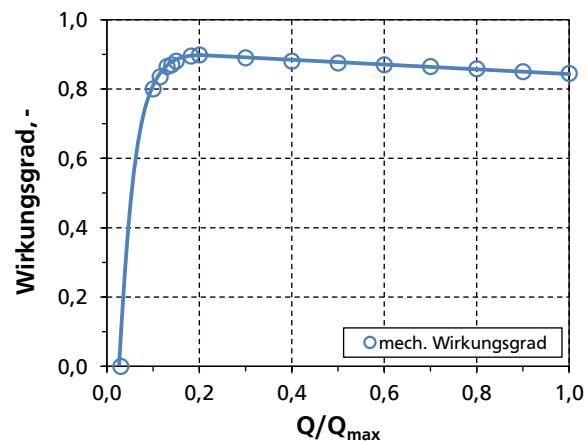


Abbildung 12: Weiterentwickelte Wasserradtechnologie, Wirkungsgradverläufe (nach Seidel et al., 2006)

Dieser neuen Wasserradtechnologie wird ebenfalls eine hohe Umweltverträglichkeit nachgesagt, da das Rad durch seine geringe Drehzahl und den großen Einstromkammern für Fische und andere Wasserlebewesen eine gefahrlose Abstiegsmöglichkeit bietet (Seidel et al., 2006). Da das Wasser in der im Gewässer auftretenden Fließgeschwindigkeit durch das Rad fließt, soll eine Erosion oder Verlandung verhindert werden. Es ist somit auch in stark laub- und sedimenthaltigen bzw. grundeisführenden Gewässern sehr gut einsetzbar.

Für die erste Prototypenanlage am Allerwehr in Bannetze wurde im September 2010 die Genehmigung erteilt. Der Prototyp mit einer installierten Leistung von 500 kW wird einen Durchmesser von 11 m aufweisen, einen Durchfluss von bis zu 60 m³/s verarbeiten können und sich mit 3,5 Umdrehungen pro Minute drehen (NLWKN, 2010).

2.6.4. Schachtkraftwerk

Das Schachtkraftwerk ist ein Wasserkraftkonzept, welches für alle Komponenten einer Wasserkraftanlage eine Unterwasseranordnung vorsieht. Hierzu wird eine horizontale Einlaufebene mit einem Rechen geschaffen, wodurch die Zuströmung in den darunter liegenden Schacht erfolgt. Mittels einer stirnseitig angeordneten, verfahrbaren Verschlussklappe, welche bei auftretenden Hochwasserabflüssen vollständig absenkbar ist, kann die Rechenüberdeckung kontrolliert werden (Abbildung 13a). In dem Schacht selbst wird die Turbine mit daran anschließendem Saugschlauch installiert (Abbildung 13b). Der eigentliche Energiewandler ist eine sogenannte DIVE-Turbine. (Rutschmann et al., 2011)

Das Konzept der DIVE-Turbine ist eine drehzahlvariable Turbinen-Generator-Einheit bestehend aus einem festen Laufrad und einem verstellbaren Leitapparat. Der Permanent-Magnet-Generator ist direkt an die Turbinenwelle angeschlossen, ein Getriebe ist daher nicht erforderlich. (Fella, 2011)

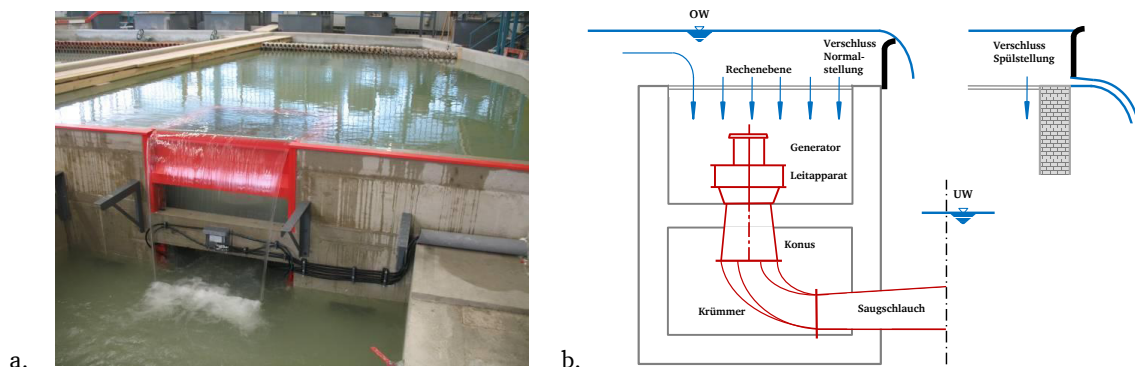


Abbildung 13: a. Modell des Schachtkraftwerks, Blick von Unterwasser (Sepp, 2015), b. Schachtkraftwerk im Querschnitt (nach Sepp et al., 2011)

Es wird davon ausgegangen, dass ein Schacht einen Durchfluss von etwa $20 \text{ m}^3/\text{s}$ verarbeiten kann und damit eine Leistung von etwa 1 MW erreichen wird (Rutschmann et al., 2011). Dabei ist es möglich an einer Staustufe mehrere Schächte nebeneinander anzuordnen. Bislang wurden an zwei Modellen dieses Wasserkraftanlagentyps Versuche an der TU München durchgeführt. Es ist geplant eine erste Pilotanlage mit einer installierten Leistung von 420 kW an der Loisach (Österreich) zu installieren (Sepp, 2011). Im Rahmen der Versuche mit Anlagen im Leistungsbereich von 2 und 30 kW wurden hydraulische, betriebliche und ökologische Fragestellungen untersucht (Rutschmann et al., 2011).

Als Vorteile des Schachtkraftwerkes werden gesehen, dass keine Ufereingriffe notwendig sind, da das Kraftwerk zum einen keine Zu- und Ablaufgerinne benötigt und zum anderen durch seine Unterwasseranordnung nicht wahrnehmbar ist (Sepp et al., 2011). Hierdurch ergeben sich allerdings auch einige Nachteile in Bezug auf die Wartung und Reparatur der Anlage, da diese deutlich aufwendiger ausfallen.

Aufgrund des geringen Bauvolumens wird das Schachtkraftwerk als kosteneffizient beschrieben. Weiterhin zeichnet es sich durch seine geringe Anfälligkeit gegenüber Hochwasser aus. Durch das Absenken der Verschlussklappe kann zum einen ein erhöhter Abfluss und Treibholz passieren. Zum anderen werden höhere Schleppkräfte erzeugt, die verhindern, dass sich Geschiebe auf dem Rechen abgelagert. Dieser Mechanismus kann sich auch im normalen Betriebszustand zunutze gemacht werden. Das durch die im Unterwasserbetrieb arbeitende Rechenreinigungsanlage gelöste Rechengut wird durch einen temporären Spülvorgang durch Absenken der Verschlussklappen ins Unterwasser befördert. (Rutschmann et al., 2011)

In Bezug auf die Fischverträglichkeit wird davon ausgegangen, dass Fische schadlos in das Unterwasser transportiert werden, indem sie entweder über das Wehr, in welchem Einkerbungen im Kronenbereich vorgesehen sind oder aber während der Spülvorgänge durch die Verschlussstafeln schwimmen. Da der horizontale Rechen ausreichend groß dimensioniert wurde, können geringe Anströmgeschwindigkeiten von unter 0,5 m/s realisiert werden (Rutschmann et al., 2011). Hierdurch wird erreicht, dass sich ein homogenes Geschwindigkeitsprofil ausbildet und gleichzeitig verhindert, dass Fische an den Rechen gepresst oder in die Turbine eingesaugt werden.

2.6.5. Bewegliches Wasserkraftwerk

Das bewegliche Wasserkraftwerk ist eine Wasserkraftanlage, die sowohl über- als auch unterströmt werden kann und als ein bewegliches Wehr fungiert (Abbildung 14). Das Krafthaus kann bei großen Abflüssen angehoben werden, so dass auch unterhalb der Anlage der Fließquerschnitt zum Abführen des Wassers genutzt wird. Gleichzeitig kann bei niedrigen Abflüssen das Krafthaus auf die Sohle abgelassen und so der bestmögliche Oberwasserstau gehalten werden. Neben den günstigen Eigenschaften bei Hoch- und Niedrigwasser soll das bewegliche Kraftwerk auch den Fischabstieg und den Geschiebetransport nach Unterstrom gewährleisten. (Hydroenergie Roth, 2011a)

Seitens des Herstellers ist geplant fünf standardisierte Größen für das Krafthaus anzubieten. Dabei soll die kleinste Anlagengröße Fallhöhen bis 5 m und Leistungen bis 225 kW bedienen und die größte Anlage Fallhöhen bis 8,5 m und Leistungen von bis zu 1,8 MW erschließen. (Hydroenergie Roth, 2011b)

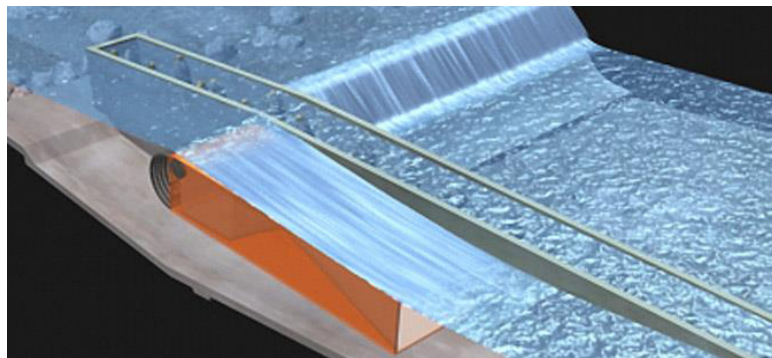


Abbildung 14: Bewegliches Wasserkraftwerk: Gesamtansicht (Hydroenergie Roth, 2011a)

Das Krafthaus besteht aus einem Stahlkörper, in dem eine doppelt regulierte Kaplanrohturbine mit einem langsam laufenden, direkt gekoppelten Generator verbaut ist (Hydroenergie Roth, 2011a). Kommt es zu einer Unterströmung des Krafthauses bedingt die Ejektorwirkung am Saugrohrenende eine Steigerung der Energieausbeute (Hydroenergie Roth, 2011a), wobei dieser Fall nur bei Überschreitung des Ausbaudurchflusses eintritt. Durch die doppeltregulierte Turbine und den direkt gekoppelten Generator können hohe Wirkungsgrade auch im Teillastbereich erreicht werden. Die Gesamtwirkungsgrade sollen bei 84 % und höher liegen (Eichenberger et al., 2011).

Ein Vorteil des beweglichen Wasserkraftwerkes ist, dass das Krafthaus direkt in eine Stauhaltung integriert werden kann und somit kein separates Ausleitungsbauwerk benötigt wird (Hydroenergie Roth, 2011a). Die Anlage an sich ist somit optisch nicht auffällig. Allerdings ist der Bau eines Betontrogs erforderlich, in welchem die Anlage installiert wird, was mit erheblichen Baumaßnahmen bzw. baubetrieblichem Aufwand verbunden sein kann (Eichenberger et al., 2011). Auch gilt es die Auftriebssicherheit für den Fall von Revisionsmaßnahmen sicherzustellen, was den Bau eines massiven Fundamentes und Mauern notwendig macht.

Durch die Unterwasserlage sind von der Anlage keine Geräuschemissionen zu erwarten, wobei diese Anordnung jedoch bedeutet, dass der Generator dauerhaft vor eindringendem Wasser mittels Druckluft

im Inneren geschützt werden muss (Eichenberger et al., 2011). Wird eine Wartung oder Reparatur notwendig, muss das Krafthaus nach oben geklappt und der Betontrog, in welchem sich die Anlage befindet, mittels Dammbalken verschlossen sowie entwässert werden (Eichenberger et al., 2011). Ebenso wird darauf hingewiesen, dass für den Fall eines Netzausfalls oder einer Netztrennung geeignete Maßnahmen vorgesehen werden müssen, damit die gesamte Anlage aufgrund der reduzierten Füllung mit Wasser nicht aufschwimmt und als Folge der Gewässereinstau nicht mehr gehalten werden kann.

Unmittelbar vor der Öffnung zu der Turbine ist ein Rundbogenrechen angeordnet. Dieser wird mittels eines Balkens gereinigt. Das Geschwemmsel wird dabei an die Oberfläche befördert und über das bewegliche Kraftwerk durch das Umklappen der Geschwemmselklappen abgespült. Nachteilig ist hierbei, dass keine Möglichkeit besteht, Zivilisationsmüll aus dem Fluss zu entnehmen (Eichenberger et al., 2011). Unterhalb der Wasserkraftanlage besteht für einen begrenzten Zeitraum im Jahr auch Durchgängigkeit für Sediment. Dabei gilt es zu beachten, dass es zum einen im Bereich der Fundamente zu rückschreitender Erosion kommen kann und es zum anderen schwierig ist, den geeigneten Zeitpunkt für das Beenden der Unterspülung zu finden, so dass es zu keinen ungünstigen Sedimentablagerungen kommt (Eichenberger et al., 2011).

Hydroenergie Roth (2011a) gibt an, dass aufgrund des Rundbogenrechens mit Stababständen von 15 mm im Einlaufbereich zur Turbine ein günstiges Strömungsfeld ausgebildet wird, welches verhindert, dass Fische in die Turbine einschwimmen oder durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten eingesogen werden. Fische sollen somit ungehindert entweder über die Anlage oder sohnah unter der Anlage in Richtung Unterwasser passieren können. Dem entgegen wird von Eichenberger et al. (2011) die Abschätzung getroffen, dass die Anströmgeschwindigkeiten vor dem Rechen zu hoch sind und Jungfische auch bei geringen Rechenabständen in die Turbine geraten können. Für die Aufwärtswanderung der Fische ist die Installation von Fischaufstiegsanlagen erforderlich.

Bislang wurden insgesamt vier der beschriebenen Anlagen realisiert, wovon sich drei Wasserkraftwerke mit elektrischen Leistungen von 60, 465 und 550 kW in Deutschland und eine Anlage in der Schweiz befinden (Hydroenergie Roth, 2011b; Eichenberger et al., 2011).

2.6.6. Wasserwirbelkraftwerk

Das Wasserwirbelkraftwerk besteht aus einem kreisförmigen Becken, in dessen Mitte eine Bodenöffnung als Auslauf vorhanden ist. Die Wasserzuführung in das Becken erfolgt über einen einfachen rechteckigen Betonkanal. Durch den Auslauf in Beckenmitte bildet sich ein Wasserwirbel aus, welcher die in der Mitte des Beckens eingehängte Turbine mit vertikaler Achse in Rotation versetzt (Abbildung 15). Der Generator sitzt oberhalb der Turbine und ist durch zwei Übersetzungsgetriebe angeschlossen (Eichenberger et al. 2011). Das Wasserwirbelkraftwerk ist geeignet für Fallhöhen zwischen 0,5 und 2 m und für Durchflüsse von 0,5 bis 20 m³/s, wobei ein Leistungsbereich von 0,5 bis 160 kW abgedeckt werden kann (Zotlöterer, 2011). Die Turbinenwirkungsgrade werden mit bis zu 80 % angegeben (Hahn, 2006). Neuere Untersuchungen an der Fachhochschule Nordwestschweiz haben allerdings mechanische Wirkungsgrade von lediglich 41 % ermittelt (Urbani, 2011). Dabei wurde darauf hingewiesen, dass weiteres Entwicklungspotential sowohl bei der Lastabnahme als auch bei der Turbinengeometrie vorhanden ist. Eichenberger et al. (2011) stellt fest, dass eine Weiterentwicklung der Turbinengeometrie vermutlich „zu einer Reaktionsturbine in Form einer klassischen vertikalachsigen Kaplanturbine führen wird.“

Als Vorteil für das Wasserwirbelkraftwerk wird angegeben, dass durch die niedrigen Drehzahlen keine Gefährdung für Fische vorhanden ist und auf ein Feinrechen verzichtet werden kann, da die Turbine unempfindlich auf kleineres Schwemmgut reagiert. Damit soll eine Passage der Fische sowohl stromab als auch stromauf durch das Becken möglich sein (Zotlöterer, 2011). Eichenberger et al. (2011) bestä-

tigen die Aussage, dass eine Abwärtspassage für Fische vermutlich schadlos möglich ist, weisen aber gleichzeitig darauf hin, dass sich die Annahme, Fische würden durch die mittige Bodenöffnung aufsteigen, nicht bewahrheitet hat. Diese Aussagen wurden aufgrund von Beobachtungen an einer Pilotanlage in Schöftland (Schweiz) getroffen. Weiter wird vermutet, dass es am Rand des kreisförmigen Beckens zur Sedimentation von eingetragenen Sediment kommen kann.

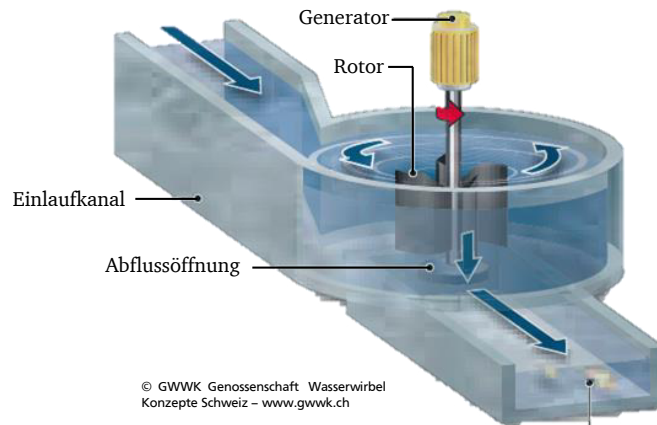


Abbildung 15: Wasserwirbelkraftwerk (GWWK, 2016; modifiziert)

Neueste Bestrebungen in Deutschland zielen darauf ab, das Wasserwirbelkraftwerk als sogenanntes „Fischfreundliches Wehr“ näher zu betrachten (Petrasch, 2011). Ziel ist hierbei, einen funktionsfähigen Fischaufstieg und -abstieg zu entwerfen, dessen Baukosten sich durch die Integration in eine Wasserkraftanlage amortisieren. Der Fischabstieg soll dabei durch die zentrale Auslassöffnung im Becken erfolgen, wobei dieser strömungsliebenden Fischen ebenfalls zum Aufstieg dienen kann. Makrozoobenthos und schwimmschwächere Fische sollen mittels eines Bypass-Aufstieges aufwärts wandern können. Bisher wurden Versuche im Modellmaßstab 1:5 durchgeführt. Weitere Untersuchungen insbesondere in Bezug auf die Fischpassierbarkeit und die Optimierung der Schaufelform am Rotor werden laut Petrasch (2011) an einer Prototypen-Anlage in Bühlau an der Wesenitz (Sachsen) durchgeführt. Die Anlage wurde im Juni 2013 in Betrieb genommen (Käppler und Pausch, 2014).

Weitere Pilotanlagen, die vorrangig der Energieerzeugung dienen, befinden sich in Schöftland (Schweiz) und in Obergrafendorf (Österreich) (GWWK, 2016; Zotlöterer, 2011). Seit Februar 2012 ist auch eine Anlage in Winterberg, Deutschland in Betrieb (Kräling, 2014).

3. Hydromechanik der Wasserräder

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit betrachtete Wasserdruckmaschine ist anhand ihrer Funktionsweise und ihres Einsatzbereiches den mittel- bzw. unterschlächtigen Wasserrädern zuzuordnen. Ausgehend von einer Betrachtung zur Abgrenzung der Wasserräder von den Turbinen, sollen in dem nachfolgenden Kapitel die Wirkungsweisen, die Einsatzbereiche sowie die auftretenden Verluste von Wasserrädern beschrieben werden. Hierdurch wird das bestehende und in der Literatur verfügbare Wissen zu der alten Technik „Wasserrad“ neu aufgegriffen und steht zur theoretischen Beschreibung der Wasserdruckmaschine zur Verfügung.

3.1. Wasserkraftmaschinen – Kriterien zur Abgrenzung der Wasserräder von Turbinen

Dem Begriff Wasserkraftmaschine sind sowohl die Turbinen als auch die Wasserräder zuzuordnen. Wasserkraftmaschinen lassen sich definieren als „Kreiselmaschinen, bei denen sich der Umsatz von Strömungsenergie in mechanische Arbeit¹⁰ in stetig rotierenden Kreiselrädern vollzieht“ (Quantz und Meerwarth, 1963). In früherer Zeit wurde dem Begriff Kraftmaschine auch die sogenannte Wassersäulenmaschine zugeordnet, welche vor allem im Bergbau zum Antrieb der Fördermaschinen eingesetzt wurde (Beyrich, 1905). Diese Maschine nutzte das Prinzip der perpendicularen Röhren und wandelte den hydrostatischen Wasserdruck in eine lineare Bewegung um.

Wasserräder und Turbinen lassen sich anhand verschiedener Kriterien voneinander abgrenzen. Wasserräder rotieren üblicherweise um eine horizontale Achse, drehen sich also in vertikaler Ebene. Als Ausnahme hiervon sollte das Fourneyron-Rad genannt werden, welches als eine hydraulische Maschine im Übergang vom Wasserrad zur Turbine angesehen werden kann (Giesecke und Mosonyi, 2009). Wasserräder, welche von oben oder auch in Höhe der Achse beaufschlagt werden, nutzen primär die Schwerkraft, um das Rad in eine Drehbewegung zu versetzen. Die Wirkung des Wassers findet also unmittelbar statt, indem das in die Radzellen eingeströmte Wasser in diesen herabsinkt (Bach, 1886a). Bei den unterschlächtigen Wasserrädern kommt es durch den auftretenden Stoß zu einem einfachen Impulsaustausch zwischen Wasser und Rad¹¹.

Turbinen hingegen können sowohl mit vertikaler als auch mit horizontaler Achse eingebaut werden. Sie nutzen die Strömungsenergie (Lage-, Druck- und Bewegungsenergie¹²) des Wassers. Es findet eine mittelbare Umwandlung der Energie in mechanische Arbeit statt, indem es an der Turbine zu einer Änderung der Richtung (Umlenkung) und bei Überdruckturbinen zusätzlich zu einer Änderung der Fließgeschwindigkeit (Beschleunigung) kommt (Bach, 1886a). Bei den Überdruck- bzw. Reaktionsturbinen wird die potentielle Energie des Wassers vorrangig in Druckenergie umgewandelt, welche dann an die Schaufeln der Turbine abgegeben wird und in der Rotation der Turbine mündet (Kaltschmitt et al., 2003). Bei den Gleichdruck- bzw. Aktionsturbinen wird die Energie des Wassers nahezu vollständig in Geschwindigkeitsenergie umgewandelt und in dieser Form der Turbine zugeführt (Kaltschmitt et al., 2003). Zur stoßfreien Umwandlung der Energie werden in der Turbine gekrümmte Schaufeln aus Stahl eingesetzt. Auch Wasserräder weisen abhängig von der Bauart gekrümmte Schaufeln auf, allerdings gibt es ebenfalls eine Vielzahl an Bauformen mit geraden Schaufeln, die sich nur in einer Ebene befinden. Bei Wasserrädern können die Schaufeln aus Stahl oder Holz ausgeführt werden.

Bei Wasserrädern tritt das Wasser mit Ausnahme des Millotrades (hier wird das Rad am inneren Umfang beaufschlagt und strömt am äußeren Rand ab) in einem begrenzten Bereich des äußeren Umfangs in das Rad ein und verlässt das Rad wieder an gleicher Stelle (Bach, 1886a). Es ist immer nur ein Teilbereich des Rades zum gleichen Zeitpunkt mit Wasser gefüllt. Im Gegensatz hierzu findet

¹⁰ zur Begriffsdefinition „Arbeit“, siehe „Technisches Glossar“ (Anhang A)

¹¹ zur Begriffsdefinition „Stoß“ und „Impuls“, siehe „Technisches Glossar“ (Anhang A)

¹² zur Begriffsdefinition „Energie“, siehe „Technisches Glossar“ (Anhang A)

bei einer Turbine, ausgenommen die Pelton-Turbine, die Wasserzuführung am gesamten Radumfang statt und das Wasser wirkt somit ständig auf das gesamte Rad ein. Üblicherweise verlässt das Wasser die Turbine an einer anderen Stelle als der Eintrittsstelle. Es gilt dabei zwischen Turbinen mit einer axialen Durchströmung des Rades (Propeller- oder Kaplan-turbinen) und Turbinen mit radialer Anströmung und axialer Abströmung (Francis-Turbinen) zu unterscheiden. Eine Ausnahme bildet die Pelton-Turbine. Hier trifft der Wasserstrahl auf eine bestimmte Schaufel, wird abgelenkt und verlässt das Rad wieder an der gleichen Schaufel. Es findet also kein Durchfließen der Schaufelzwischenräume statt.

Wasserräder weisen im Vergleich zu Turbinen deutlich niedrigere Rotationsgeschwindigkeiten auf. Die üblichen Drehzahlen liegen bei Wasserrädern im Bereich zwischen 2 und 8 Umdrehungen pro Minute (Müller, 1939), wohingegen bei Turbinen spezifische Drehzahlen von 10 bis 500 Umdrehungen pro Minute erreicht werden (Giesecke und Mosonyi, 2009). Durch die sehr niedrigen Drehzahlen der Wasserräder treten im Vergleich zu schneller drehenden Energiewandlern bei gleicher installierter Leistung¹³ deutlich höhere Drehmomente auf.

Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Wasserdruckmaschinen und -räder sind aufgrund ihrer geringen Rotationsgeschwindigkeit, der Ausnutzung der Schwerewirkung des Wassers, ihrer horizontal liegenden Achse und ihrem Aufbau nach, den Wasserrädern zuzuordnen. Aus diesem Grund wird im Folgenden näher auf die Wirkungsweise von Wasserrädern, ihre Einsatzbereiche, spezielle Bauformen sowie auf die bei dem Betrieb von Wasserrädern auftretenden Verluste eingegangen.

3.2. Wirkungsweise von Wasserrädern

Prinzipiell können Wasserräder zwei Formen der im Wasser vorhandenen Energie nutzen. Diese sind zum einen die Nutzung der Gewichtskraft des Wassers als potentielle Energie, und zum anderen die Nutzung der kinetischen Energie in Form des Stoßes. Abhängig von der Wasserradausführung können auch beide Energieformen genutzt werden.

Bei der Nutzung der potentiellen Energie wirkt das Wasser ausschließlich durch seine Gewichtskraft. Am anschaulichsten lässt sich dieses Wirkungsprinzip anhand eines idealisierten oberflächigen Wasserrades betrachten. Wenn es möglich wäre, jedes Wasserteilchen auf der Höhe des Oberwasserspiegels in die Radzellen einströmen und dieses erst wieder auf Höhe des Unterwasserspiegels verlustfrei aus dem Rad austreten zu lassen, dann könnte das gesamte Arbeitsvermögen nutzbar auf das Wasserrad übertragen werden (Müller, 1939).

Die Arbeit, welche durch die Schwerkrafteinwirkung verrichtet wird, berechnet sich aus dem Wassergewicht multipliziert mit dem vertikalen Weg, welcher bezogen auf den Schwerpunkt der Wassermasse zurückgelegt wird. Durch den Einfluss der Schwerkraft wirkt das Wasser unmittelbar auf das Rad ein. In der Theorie kann die Gewichtskraft daher als vollkommene Kraft angesehen werden, was wiederum bedeutet, dass ein theoretischer Wirkungsgrad von 1 erreicht werden könnte.

In der Praxis muss der Durchmesser D des Wasserrades stets etwas geringer als die vorhandene Fallhöhe h_f ausgeführt werden und es ist zudem nicht möglich dem Rad das Wasser am höchsten Punkt zuzuführen und bis zum unteren Totpunkt im Rad zu halten (Zanke, 2002). Der tatsächlich nutzbare vertikale Weg $\eta_D \cdot D$ ist somit stets geringer als die vorliegende Fallhöhe h_f , so dass der mögliche maximale Wirkungsgrad unterhalb von 1 liegt.

¹³ zur Begriffsdefinition „Leistung“, siehe „Technisches Glossar“ (Anhang A)

Die Leistung des überschlächtigen Wasserrades P_{Os} bestimmt sich nach Zanke (2002) aus

$$P_{Os} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \eta_D \cdot D_W \quad [W] \quad 3.1$$

mit	ρ	Dichte [kg/m ³]
	g	Erdbeschleunigung [m/s ²]
	Q	Durchfluss [m ³ /s]
	η_D	Ausnutzungsgrad des Raddurchmessers [-]
	D_W	Wasserraddurchmesser [m]

Wird ein Wasserrad ausschließlich durch den Stoß, also einer Wechselwirkung zwischen dem Medium Wasser und der Wasserradschaufel, angetrieben, findet eine Nutzung der kinetischen Energie statt. Durch den Stoßvorgang ändern sich Geschwindigkeit, Impuls und Energie der beiden Medien und es kommt zu einem Impulsaustausch. Bei dieser Art der Nutzung der im Wasser vorhandenen Energie tritt stets nur eine unvollkommene Wirkung auf.

Die aufgrund des Stoßes auf die Schaufel einwirkende Kraft F_{St} kann wie folgt ausgedrückt werden:

$$F_{St} = \rho \cdot Q \cdot (v_{zu} - u_s) \quad [N] \quad 3.2$$

mit	v_{zu}	mittlere Fließgeschwindigkeit im zuströmenden Wasser [m/s]
	u_s	Rotationsgeschwindigkeit des Wasserrades bezogen auf die Mitte der Schaufeltiefe [m/s]

Daraus lässt sich die Leistung durch den Stoß, welche auf das Rad übertragen wird, bestimmen zu

$$P_{St} = \rho \cdot Q \cdot (v_{zu} - u_s) \cdot u_s \quad [W] \quad 3.3$$

Die theoretisch vorhandene Leistung P ergibt sich aus der im zuströmenden Wasser vorhandenen Geschwindigkeitshöhe aus

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{v_{zu}^2}{2g} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q \cdot v_{zu}^2 \quad [W] \quad 3.4$$

und die Verlustleistung P_{ab} durch die im abströmenden Wasser vorhandene Fließgeschwindigkeit v_{ab} , welche der Rotationsgeschwindigkeit des Wasserrades in der Schaufelmitte entspricht, aus

$$P_{ab} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{v_{ab}^2}{2g} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{u_s^2}{2g} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q \cdot u_s^2 \quad [W] \quad 3.5$$

mit	v_{ab}	mittlere Fließgeschwindigkeit im abströmenden Wasser [m/s]
-----	----------	--

Die aufgrund der Stoßwirkung verloren gehende Leistung $P_{V,St}$ lässt sich entsprechend wie folgt bestimmen:

$$P_{V,St} = P - P_{ab} - P_{St} = \rho \cdot Q \cdot \left[\left(\frac{v_{zu}^2}{2} - \frac{u_s^2}{2} \right) - (v_{zu} - u_s^2) \cdot u_s^2 \right] \quad [W] \quad 3.6$$

Entspricht die Umdrehungsgeschwindigkeit des Wasserrades in Schaufelmitte der Hälfte der mittleren Fließgeschwindigkeit im Zustrom ($0,5 \cdot v_{zu}$), so wird die durch den Stoß auf die Schaufel übertragene nutzbare Leistung maximal (Müller, 1939).

Diese Leistung bestimmt sich aus:

$$P_{St} = \rho \cdot Q \cdot (v_{zu} - \frac{v_{zu}}{2}) \cdot \frac{v_{zu}}{2} = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot Q \cdot v_{zu}^2 \quad [W] \quad 3.7$$

Somit beträgt der theoretisch maximale Wirkungsgrad, berechnet aus dem Quotienten von P_{St} und P , für eine ausschließliche Nutzung der kinetischen Energie des Wassers durch den Stoß nur 50 % (vgl. Müller, 1899c). Jeweils ein Viertel der Energie verbleibt zum einen im abströmenden Wasser und geht zum anderen durch den Stoßvorgang für die Nutzung verloren.

Diese Verlustanteile lassen sich unter Ansatz von $u_s = 0,5 \cdot v_{zu}$ schreiben als

$$P_{ab} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q \cdot \left(\frac{v_{zu}}{2}\right)^2 = \frac{1}{8} \cdot \rho \cdot Q \cdot v_{zu}^2 \quad [W] \quad 3.8$$

und

$$P_{V,St} = \rho \cdot Q \cdot \left[\left(\frac{v_{zu}^2}{2} - \frac{\left(\frac{v_{zu}}{2}\right)^2}{2} \right) - (v_{zu} - \frac{v_{zu}}{2}) \cdot \frac{v_{zu}}{2} \right] = \frac{1}{8} \cdot \rho \cdot Q \cdot v_{zu}^2 \quad [W] \quad 3.9$$

Bei Wasserrädern lässt sich nicht immer eine eindeutige Zuordnung zu einem der beiden Wirkprinzipien vornehmen, da häufig eine Kombination von beiden Wirkmechanismen auftritt. Aufgrund der höheren maximalen Wirkungsgrade und der damit verbundenen besseren Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Wasserkraft ist als vorrangiger Wirkmechanismus die Gewichtskraft zu nutzen. Es wird stets versucht, dies durch eine möglichst ideale Gestaltung der Einlaufsituation in Gestalt der Geometrie des Zulaufbauwerks und der Schaufelform zu erreichen.

3.3. Einsatzbereiche von Wasserrädern

Abhängig von der baulichen Ausführung des Wasserrades wird dem Wasser auf unterschiedlichen Wegen Energie entzogen und in mechanische Arbeit umgewandelt. Dabei ist nicht nur zwischen dem Ort der Beaufschlagung zu unterscheiden (ober-, mittel- oder unterschlächtiges Wasserrad), sondern auch nach Art der Wasserzuführung (Schütz-, Überfall- oder Kulisseneinlauf) sowie der Schaufelform.

Welches Wasserrad zum Einsatz kommt, hängt von der am jeweiligen Standort vorhandenen Fallhöhe und dem zur Verfügung stehenden Durchfluss ab. Die Einsatzbereiche und zu erwartenden hydraulischen Wirkungsgrade für ausgewählte Wasserräder können Tabelle 2 entnommen werden.

Tabelle 2: Einsatzbereiche und Wirkungsgrade von ausgewählten Wasserrädern nach ¹Müller (1939) und ²Müller (1899c)

Wasserradtyp	Fallhöhe m	Durchfluss- menge m ³ /(s·m)	Maximale Durch- flussmenge m ³ /s	Wirkungs- grad -
Oberschlächtiges Rad ¹	3,0 – 12,0	0,1 – 0,2	0,07 - 0,7	0,65 - 0,85
Rückschlächtiges Rad ¹	3,0 – 7,0	0,1 – 0,2	0,05 - 0,5	0,65 - 0,70
Wasserrad nach verbessertem System Zuppinger ²	0,8 – 4,0	0,2 – 1,2	k.A.	< 0,78
Zuppinger-Niedergefällerrad ¹	0,7 – 1,5	0,7 – 1,2	k.A.	0,70 – 0,75
Poncelet-Rad ¹	0,5 – 2,0	0,6 – 0,9	0,5 – 4,0	0,55 - 0,65
Sagebien-Rad ²	< 3,0	0,7 – 1,5	k.A.	< 0,88
Unterschlächtiges Kropfrad mit Spannschütze ¹	0,3 – 2,0	0,5 – 0,8	0,4 - 2,5	0,55 - 0,6

Bei den overschlächtigen Wasserrädern wird, wie in Kapitel 3.2 bereits beschrieben, ausschließlich die potentielle Energie des Wassers genutzt. Sie werden bei Fallhöhen zwischen 3,0 und 12,0 m eingesetzt und können einen Durchfluss von bis zu 0,7 m³/s verarbeiten (Müller, 1939). Die spezifische Schluckfähigkeit liegt bei maximal 0,2 m³/(s·m). Dieser Radtyp weist aufgrund der fehlenden Strömung innerhalb des Wasserrades keine hydrodynamischen Verluste auf. Auftretende Verluste resultieren lediglich aus der Lagerreibung und der Reduzierung der wirksamen Arbeitshöhe.

Overschlächtinge Wasserräder weisen, wie in Abbildung 16 dargestellt, über einen breiten Arbeitsbereich konstant hohe mechanische Wirkungsgrade im Bereich von 65 bis 85 % auf (Müller, 1939). Die höheren Wirkungsgrade werden für größere Fallhöhen erreicht, da hier die beschriebenen Verluste in absoluten Werten im Verhältnis niedrig ausfallen und damit relativ einen geringeren Einfluss aufweisen. Charakteristisch für den Wirkungsgradverlauf overschlächtinger Wasserräder ist, dass bereits im niedrigen Teillastbereich hohe Wirkungsgrade erreicht werden können und diese mit Zunahme des Durchflusses schnell ansteigen (Staus, 1929).

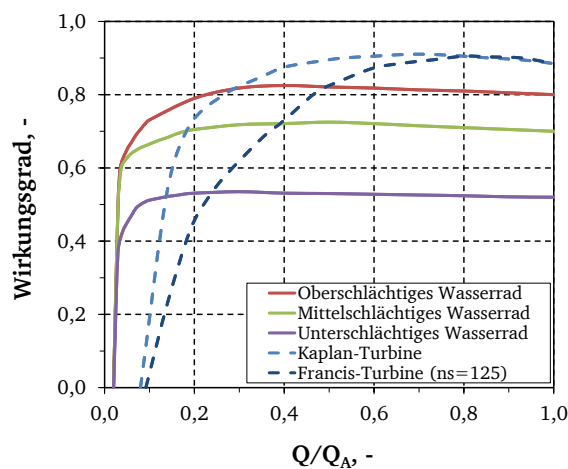


Abbildung 16: Wirkungsgradverläufe verschiedener Energiewandler bezogen auf den Ausbaudurchfluss Q_A (nach Giesecke und Mosonyi, 2009; nach Raabe, 1989)

Bei den mittel- und unterschlächtingen Wasserrädern kann im Gegensatz zu den overschlächtingen Wasserrädern die Rotation nicht mehr allein auf die Wirkung der Gewichtskraft des Wassers zurückgeführt werden. Die mittelschlächtingen Wasserräder nutzen zwar vorrangig die Gewichtskraft des Wassers, allerdings lässt sich beim Eintreten des Wassers in das Rad eine Stoßeinwirkung meist nicht vollständig vermeiden. Die Größe der Stoßeinwirkung selbst ist stark abhängig von der geometrischen Gestaltung der Einlaufsituation und der Höhenlage des Einlaufs. Bei mittelschlächtingen Wasserrädern tritt das Wasser etwa auf Radachsenhöhe in die Schaufelzwischenräume ein. Üblicherweise wird als Einlaufbauwerk ein Überfallschütz verwendet. Das Rad selbst ist von der Einlaufstelle bis zu der tiefsten Position der Schaufelaußenkante von einem konzentrischen Mantel umgeben, so dass das Wasser in diesem Bereich das Rad nicht verlassen kann (Müller, 1899b). Solche Wasserräder werden aus diesem Grund als Kropfräder bezeichnet. Der beschriebene Wasserradtyp eignet sich vorrangig für Fallhöhen bis etwa 2,5 m und kann für Gesamtdurchflüsse von bis zu 2 m³/s konstruiert werden (Müller, 1899b). Verluste, welche bei den mittelschlächtingen Wasserrädern auftreten können und zu einer Reduzierung des Wirkungsgrades beitragen, sind in Kapitel 3.4 aufgeführt. Typische Radformen des mittelschlächtingen Wasserrades sind das Sagebien-Rad und das Schaufelrad nach verbessertem System Zuppinger.

Das Sagebien-Rad besitzt eine große Anzahl an geraden, tief eintauchenden Schaufeln, die in einem Winkel von etwa 20° schräg nach hinten, also in Richtung der Fließrichtung, gestellt sind (Abbildung 17a). An den Spitzen sind sie radial ausgerichtet. Die Wasserzuführung erfolgt üblicherweise durch ein Überfallschütz, das gekrümmt ist. Durch die Krümmung wird der Abstand zwischen den Radschaufeln und dem Schütz gering gehalten, um hierdurch negative Effekte beim Einstromen des Wassers in das Rad zu vermeiden (Müller, 1899c). Die Räder sind für Fallhöhen bis 3,0 m geeignet und können theo-

retisch auch in einem höheren Fallhöhenbereich eingesetzt werden (Müller, 1899c). Hierbei ist jedoch zu beachten, dass das Sagebien-Rad bereits im niedrigen Fallhöhenbereich vergleichsweise große Rad-durchmesser aufweist. So gibt Kappesser (1866) an, dass bei einer Fallhöhe von nur 0,85 m ein Raddurchmesser von 6,0 m eingesetzt wurde. Die zu verarbeitenden spezifischen Durchflüsse betragen 0,7 bis 1,5 m³/(s·m) (Müller, 1939).

Das Sagebien-Rad weist sehr geringe Umfangsgeschwindigkeiten von nur 0,6 bis 0,8 m/s auf (Müller, 1939). Hierdurch wird beim Einströmen des Wassers in die Schaufelzwischenräume das Auftreten eines Stoßes fast vollständig vermieden, wodurch das Rad nahezu lautlos und ohne Einlaufverluste rotieren kann (Kappesser, 1866). Aufgrund der langsamen Umdrehungsgeschwindigkeit muss allerdings darauf geachtet werden, dass zum einen die Spalten so klein wie möglich ausgeführt werden, um hierdurch auftretende Verluste auf ein Minimum zu begrenzen und zum anderen die auftretenden hohen Momente aufgenommen werden können. Das Sagebien-Rad weist im Vergleich zu anderen Wasserrädern mit über 80 % die höchsten Wirkungsgrade auf (Müller, 1899b; Müller, 1899c). So werden in Müller (1899c) zwei Messungen dargestellt, bei welchen mechanische Wirkungsgrade von 84 und 88 % festgestellt wurden. Neben diesen praktischen Untersuchungen ist der Autorin nur eine Ab-handlung bekannt, welche sich mit der Theorie der Sagebien-Räder beschäftigt. Allerdings wird darin lediglich eine Analyse des Füllverhaltens der Schaufeln durchgeführt und kein Bezug zu den erreichbaren Wirkungsgraden vorgenommen (Bach, 1873).

Das Sagebien-Rad fand in Frankreich im 19. Jahrhundert weite Verbreitung (Kappesser, 1866). Heute wird ihm allerdings nur noch geschichtliches Interesse zu geschrieben (Müller, 1939).

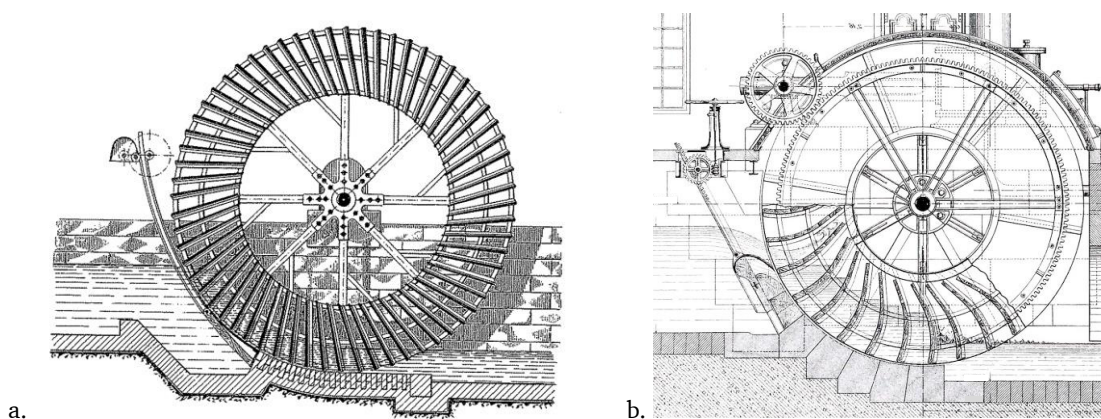


Abbildung 17: a. Sagebien-Rad (Müller, 1899c), b. Wasserrad mit Überfalleinlauf nach verbessertem System Zuppinger (modifiziert nach Bach, 1886b)

Das Zuppinger-Rad ist eine Weiterentwicklung der gewöhnlichen unter- bis mittelschlächtigen Wasserräder. Es wurde 1864 von Walter Zuppinger entwickelt und patentiert, um auch bei geringen Fallhöhen große Durchflüsse verarbeiten zu können (Preger, 1978). Zuppinger hat sich bei dem Entwurf seiner Schaufelform an den Erfahrungen beim Betrieb von Sagebien- und Poncelet-Rädern orientiert (Müller, 1939). Das Wasserrad nach verbessertem System Zuppinger, bei welchem die Wasserzuführung durch ein Überfallschütz erfolgt, kommt für Fallhöhen im Bereich zwischen etwa 0,8 und 4,0 m und Durchflüssen von 0,2 bis 1,2 m³/(s·m) zum Einsatz (Müller, 1899c). Das Rad eignet sich auch für den Einsatz an Standorten mit stark schwankendem Unterwasserspiegel und bleibt gangfähig, solange mindestens ein Viertel der ursprünglichen Ausgangsfallhöhe vorhanden ist (Müller, 1899c). Die üblichen Durchmesser dieser Wasserräder liegen zwischen 4,5 und 8,0 m (Müller, 1899c).

Charakteristisch für diesen Radtyp sind die rückwärts gebogenen Schaufeln, welche dazu beitragen, das Rad insbesondere bei langsamen Eintrittsgeschwindigkeiten des Wassers nahezu verlustarm zu füllen und hierdurch die Stoßeinwirkung minimal zu halten sowie beim Austausch der Schaufeln ebenfalls nur minimierte Verlust hervorzurufen. Ein typisches Zuppinger-Rad ist in Abbildung 17b dargestellt. Die Schaufeln können sowohl aus Stahl als auch aus Holz gefertigt sein. Das Zuppinger-Rad

weist für Fallhöhen über 1,0 m Wirkungsgrade zwischen 73 und 78 % auf, bei kleineren Fallhöhen sinkt der Wirkungsgrad etwas ab (Müller, 1899c). Messungen, welche 1977 an einem 91 Jahre alten Zuppinger-Rad durchgeführt wurden, ergaben einen Wirkungsgrad von 71 % bei Einstellung des Maximaldurchflusses (Neumayer et al., 1979).

Im Allgemeinen wird vor dem Rad ein Überfalleinlauf errichtet. Hiervon wird abgewichen, wenn starke Schwankungen im Oberwasser auftreten können oder eine große Fallhöhe vorliegt (Müller, 1899c). Durch diese vorgeschalteten Bauwerke kann eine Regulierung des Zuflusses erfolgen. Auf diese Regelung wird bei dem sogenannten Zuppinger-Niedergefällerrad, welches den unterschlächtigen Wasserrädern zugeordnet wird, verzichtet. Dieses Rad wird in einem späteren Abschnitt näher beschrieben. In beiden Ausführungen des Zuppinger-Rades wirkt das Wasser durch die spezielle Radgeometrie, den unterhalb des Rades befindlichen Kropf und die Zulaufgestaltung vorrangig durch sein Gewicht und treibt damit das Wasserrad an (Müller und Kauppert, 2002; Redtenbacher, 1846).

Die unterschlächtigen Wasserräder nutzen vorrangig die kinetische Energie des Wassers. Ihr Einsatzbereich liegt bei geringen Fallhöhen zwischen 0,3 und 2,0 m und Durchflüssen von bis zu 2,5 m³/s, wobei die spezifische Schluckfähigkeit maximal 0,8 m³/(s·m) beträgt (Müller, 1939). Üblicherweise weist dieser Radtyp ebene, radial stehende Schaufeln auf und ist in einem Kanal installiert. Die ältesten Formen dieses Rades nutzen ausschließlich die Stoßkraft des Wassers. Hierfür wurde das Rad entweder ohne jegliche baulichen Maßnahmen in einem Schnurgerinne angeordnet oder unmittelbar vor dem Rad wurde ein kleiner Absturz oder ein Spannschütz eingebaut, um hierdurch die Fließgeschwindigkeit des Wassers weiter zu erhöhen. Werden unterschlächtige Wasserräder ohne Kropf gebaut, liegen die erreichbaren Wirkungsgrade üblicherweise nur im Bereich zwischen 0,3 und 0,4 (Müller, 1899c), teilweise sogar darunter. Nach Müller (1939) können bei Radausführungen mit Kropfgerinne Wirkungsgrade im Bereich von 0,55 bis 0,6 erreicht werden, da hier zusätzlich die Gewichtskraft zur Wirkung kommen kann. In Abbildung 18 ist ein unterschlächtiges Wasserrad mit Anordnung im Schussgerinne dargestellt. Es hat einen Durchmesser von 5,2 m, eine Breite von 3,65 m und kann mittels Ketten angehoben und abgesenkt werden (Müller, 1899a; Müller, 1899c).

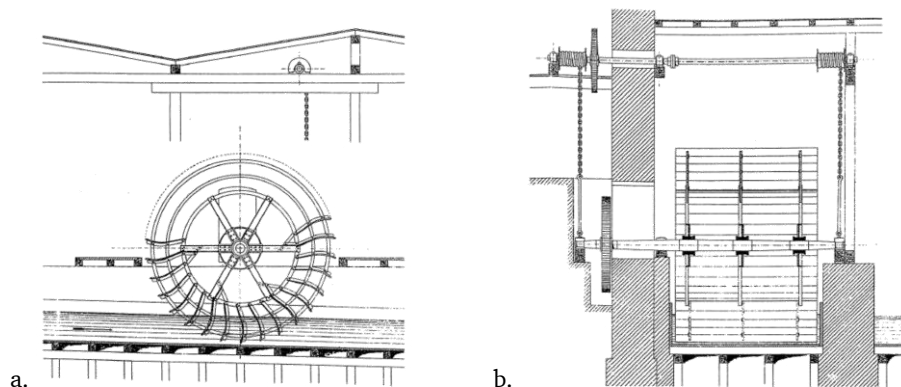


Abbildung 18: Unterschlächtes Wasserrad im Schussgerinne (D = 5,2 m, P = 33,1 kW) im a. Längsschnitt und b. Querschnitt (Müller, 1899a)

Sonderformen des unterschlächtigen Wasserrades stellen das Poncelet-Rad und das Niedergefällerrad nach Zuppinger dar. Beide Bauformen ermöglichen neben der Nutzung der Geschwindigkeitsenergie auch die Nutzung der Gewichtskraft des Wassers. Hierfür wurde bei beiden Radformen unterhalb des Rades ein sogenanntes Kropfgerinne errichtet, welches dazu beiträgt, Wasser in den Schaufelzwischenräumen zu halten und damit das Gewicht des Wassers zum Antrieb des Rades zu nutzen.

Das Poncelet-Rad wurde zu Beginn des 19. Jahrhunderts in Frankreich entwickelt, um hierdurch den Wirkungsgrad der unterschlächtigen Wasserräder zu verbessern. Es weist eiserne, gebogene Schaufeln auf, die gegen die Fließrichtung gekrümmt sind (Abbildung 19a). Die Radbeaufschlagung findet mittels eines Spannschützes statt, welches eine dem Rad angepasste Neigung aufweist. Bei dem Auftreffen

des Wasserstrahls auf die Radschaufeln findet ein Impulsaustausch statt. Dabei strömt das Wasser an den einzelnen Schaufeln nach oben und verrichtet, bevor es das Rad wieder verlässt, Arbeit, die aus der Wirkung der Gewichtskraft resultiert. Das Rad kann im Fallhöhenbereich zwischen 0,5 und 2,0 m eingesetzt werden. Die Wirkungsgrade sollen dabei zwischen 0,65 und 0,6 für einen Fallhöhenbereich von 0,75 bis 1,2 m und zwischen 0,6 und 0,55 für Fallhöhen von 1,2 bis 1,7 m betragen (Müller, 1899c). Der zu verarbeitende Durchfluss liegt zwischen 0,6 und 0,9 m³/(s·m) (Müller, 1939). Die Raddurchmesser betragen zwischen 3,0 und 6,0 m mit Anordnung von 32 bis 48 Schaufeln (Weisbach, 1883).

Bereits Müller (1899c) bezeichnete das Rad als nur noch von geschichtlichem Interesse. Zu dieser Zeit wurde von Gerhardt (1893) darauf hingewiesen, dass die eisernen Poncelet-Räder im Vergleich zu konventionellen Wasserrädern eine große Verletzungsquelle insbesondere für Aale darstellen. Das Verletzungsrisiko wird ähnlich dem von Turbinen beschrieben. Die Ursache hierfür könnte in der hohen Beschleunigung des Wassers durch das Spanschutz und die daraus resultierende, vergleichsweise hohe Rotationsgeschwindigkeit des Rades liegen.

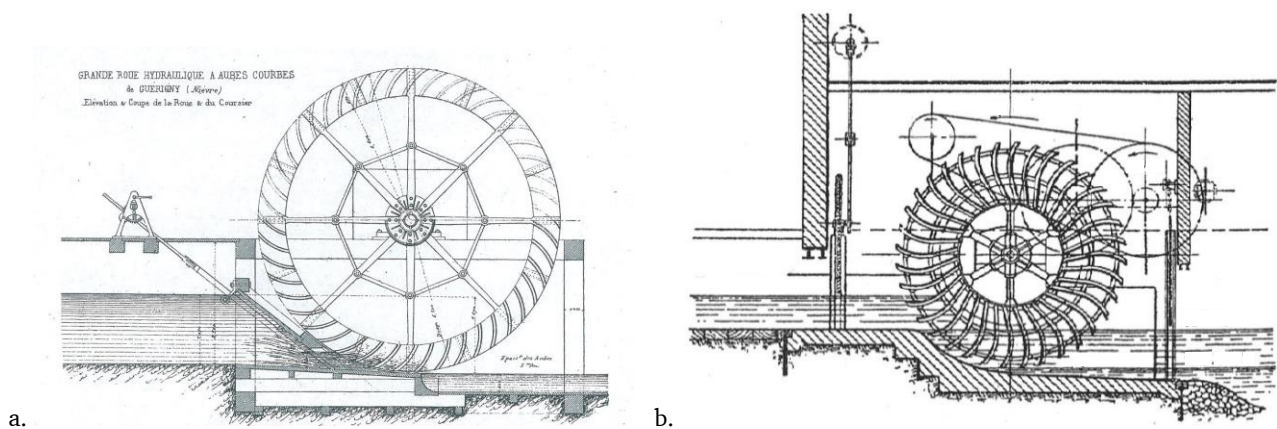


Abbildung 19: a. Poncelet-Rad (Poncelet, 1827), b. Zuppinger-Niedergefällerrad (modifiziert nach Müller, 1939)

Das Zuppinger-Niedergefällerrad findet im Gegensatz zu dem bereits beschriebenen Wasserrad nach verbessertem System Zuppinger Anwendung im Bereich niedrigster Fallhöhen von 0,7 bis 1,5 m. Charakteristisch sind auch für diesen Radtyp die tiefen evolventenförmig gekrümmten Schaufeln. Die Besonderheit ist, dass im Bereich des Radzustroms keine Leiteinrichtungen oder Bauwerke in Form von Überfallwehren oder Schützen installiert sind (Abbildung 19b). Dies bedeutet, dass die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades aufgrund der fehlenden Zuflusssteuerung direkt abhängig von der Durchflussmenge ist. Übliche Umdrehungsgeschwindigkeit werden mit 1,1 bis 1,6 m/s angegeben (Müller, 1939). Ein spezifischer Durchfluss von 0,7 bis 1,2 m³/(s·m) kann verarbeitet werden (Müller, 1939). Da vorrangig die Gewichtskraft des Wassers auf das Rad einwirkt, erreichen die Wirkungsgrade für diesen Wasserradtyp 70 bis 75 % (Müller, 1939). Für diese Wasserradausführung gibt es nach Kenntnis des Autors bislang allerdings noch keine weiterentwickelte Theorie. Ein erster Ansatz wurde in Schneider et al. (2009) beschrieben.

3.4. Verluste an Wasserrädern

Da sich die vorliegende Arbeit mit Energiewandlern zur Nutzung kleiner Fallhöhen im Bereich zwischen 0,5 und 2,5 m beschäftigt, wird bei der Verlustbeschreibung nur auf die mittelschlächtigen Schaufelräder und das Zuppinger-Niedergefällerrad näher eingegangen. Oberschlächlige Wasserräder werden aufgrund ihres Einsatzes bei größeren Fallhöhen (> 3 m) und klassische unterschlächtige Wasserräder aufgrund ihrer Hauptwirkungsweise, der Nutzung des Stoßes, und den damit verbundenen geringen Wirkungsgraden nicht weiter betrachtet.

Abhängig von der Bauform des Wasserrades können verschiedene Verluste auftreten, die zu einer Reduzierung des Wirkungsgrades führen. Im Folgenden werden mögliche Verlustfaktoren, die bei mittel- und unterschlächtigen Wasserrädern mit Kropfeinbauten eine Rolle spielen, näher erläutert. Einen Überblick zu den Positionen des Auftretens der Verlustarten an einem Wasserrad gibt Abbildung 20. Verluste, die durch das Getriebe und den Generator entstehen, werden im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet.

Eine Quantifizierung und Eingrenzung des Wertebereichs der Verlusthöhen der einzelnen Verlustarten kann aufgrund fehlender exakter Angaben in der Literatur nicht vorgenommen werden. In Müller (1939) wird lediglich darauf verwiesen, dass die kumulierten Ein- und Austrittsverluste einen Anteil von bis zu 25 % an den Gesamtverlusten einnehmen können.

Die Erläuterung der Verlustarten an einem Wasserrad dient als Grundlage für die in Kapitel 4.3 und 5.3 durchgeführte Beschreibung und Analyse der auftretenden Verluste an den im Detail betrachteten Energiewandler „Wasserdruckmaschine“. Die nachfolgend verwendeten Bezeichnungen für die mittleren Fließgeschwindigkeiten im Zu- und Abstrom des Wasserrades sind ebenfalls in Abbildung 20 dargestellt.

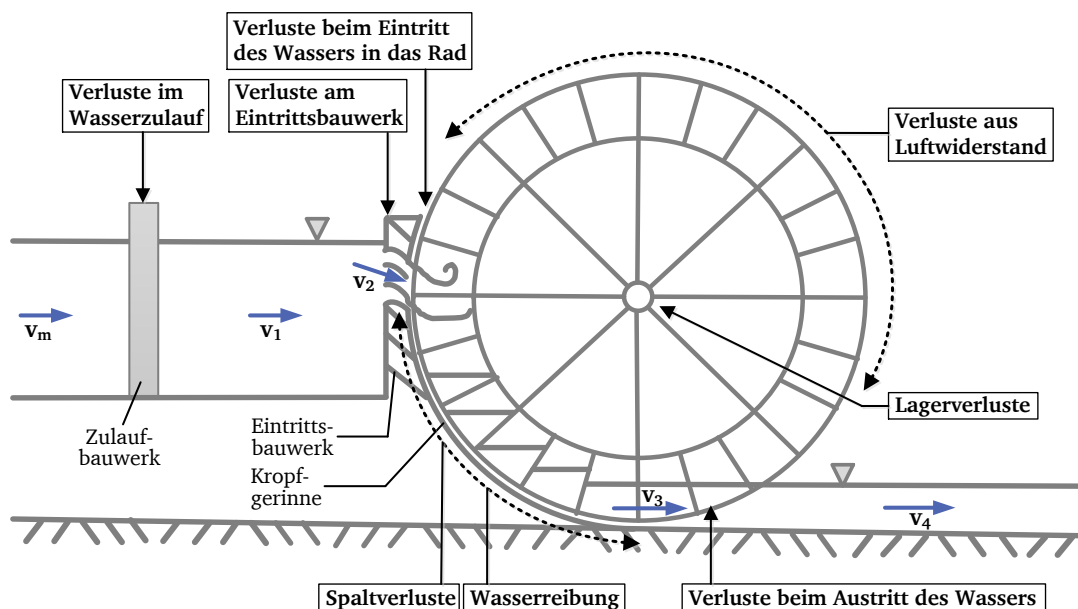


Abbildung 20: Verortung der an einem mittelschlächtigen Wasserrad mit Kropfgerinne auftretenden Verlustarten und Definition der auftretenden mittleren Fließgeschwindigkeiten (Darstellung des Wasserrades nach Brüderl, 2009)

3.4.1. Verluste im Wasserzulauf

Wasserräder werden üblicherweise in Form von Ausleitungskraftwerken gebaut (vgl. Kapitel 2.4.1). Von der Ausleitstelle im Gewässer wird das Wasser mittels eines Kanals (z.B. Mühlgraben) bis an das Wasserrad herangeleitet. Für die Dimensionierung des Kanals bzw. Abschätzung der maximalen Durchflussmenge in einem bereits vorhandenen Kanal kann die Fließformel nach Manning-Strickler angewendet werden. Die Fließgeschwindigkeit berechnet sich aus:

$$v_m = k_{st} \cdot r_{hy}^{2/3} \cdot I^{1/2} \quad [\text{m/s}] \quad 3.10$$

mit v_m mittlere Fließgeschwindigkeit im Oberwasserkanal [m/s]
 k_{st} Rauheitsbeiwert nach Strickler [$\text{m}^{1/3}/\text{s}$]
 r_{hy} hydraulischer Radius [m]
 I Sohlgefälle [m/m]

Der Durchfluss ergibt sich dann mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung zu:

$$Q = A \cdot v_m = A \cdot k_{st} \cdot r_{hy}^{2/3} \cdot I^{1/2} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad 3.11$$

mit Q Durchfluss [m^3/s]
 A Fließquerschnitt [m^2]

Verluste im Bereich des Wasserzulaufs entstehen vorrangig durch den vor dem Wasserrad eingebauten Rechen und das Einlaufbauwerk, welches dazu dient, das Wasser aus dem Kanal zu fassen und dem Rad zuzuführen. Am Rechen stellt sich in Abhängigkeit der vorhandenen Anströmgeschwindigkeit und verschiedener geometrischer Randbedingungen eine Verlusthöhe ein. Eine detaillierte Berechnung dieser Verluste ist in Meusburger (2002) und Kirschmer (1926) zu finden. Im Allgemeinen wird davon ausgegangen, dass Wasserräder im Gewässer mitgeführte Feststoffe besser vertragen können als dies bei Turbinen der Fall ist. Aus diesem Grund können bei einer ausschließlichen Betrachtung von Feststoffen wie Laub oder kleineren Ästen und der Vernachlässigung der Fauna relativ große lichte Stababstände von über 50 mm gewählt werden. Hierdurch fallen die Rechenverluste bei entsprechender Reinigungsintensität relativ niedrig aus. Diese bleiben ebenfalls gering, wenn ein strömungsgünstiges Rechenstabprofil gewählt wird, eine möglichst senkrechte Anströmung des Rechens vorgesehen ist und dieser insgesamt einen großen Neigungswinkel gegenüber der Horizontalen aufweist.

Üblicherweise befindet sich direkt hinter dem Rechen das Einlaufbauwerk, welches dazu dient, das Wasser möglichst strömungsgünstig dem Wasserrad zuzuführen (Abbildung 20). Meist wird unmittelbar neben dem Wasserrad noch eine Leerschussrinne angeordnet, welche im Falle eines Radstillstandes oder Hochwassers dazu dient, überschüssiges Wasser abzuführen und einen Übertritt des Gewässers über die Ufer zu vermeiden. Ist das Einlaufbauwerk hydraulisch ungünstig ausgeführt, z.B. durch eckige Einbauten oder plötzliche Querschnittsaufweitung oder -verengung, so kommt es zu Strömungsablösungen an den Rändern und damit zu einer Einengung des Fließquerschnittes. Um diese Verluste $h_{v,z}$ zu bestimmen, wird die Fließgeschwindigkeit hinter der lokalen Störung angesetzt (vgl. u.a. Naudascher, 1992):

$$h_{v,z} = \zeta \cdot \frac{v_1^2}{2g} \quad [\text{m}] \quad 3.12$$

mit ζ Verlustbeiwert des Einlaufbauwerks [-]
 v_1 Fließgeschwindigkeit nach dem Einlaufbauwerk [m/s]

Der Verlustbeiwert ist abhängig von der Form des Einlaufes, dem Verhältnis der Fließquerschnitte und von der Anströmrichtung. Am günstigsten ist eine trichterförmige Gestaltung, da sich hierdurch die Strombahnen gut ausbilden können und Turbulenzen vermieden werden.

3.4.2. Verluste am Eintrittsbauwerk

Die Zuführung des Wassers aus dem Zulaufgerinne in das Wasserrad kann bei mittel- und unterschlächtigen Wasserrädern mit Kropfgerinne mittels eines Schützes, eines Kulisseneinlaufs oder eines Überfalls erfolgen. Eintrittsbauwerke ermöglichen eine gerichtete Zuführung des Wassers in das Rad, um hierdurch Verluste zu vermeiden. Gleichzeitig kann mit diesen Bauwerken auch die Lage des Oberwasserstandes reguliert werden. Eine weitere Möglichkeit der Wasserzuführung ist der Verzicht auf jegliche Leiteinrichtung.

Idealerweise sollte das Wasser innerhalb des Rades in einer möglichst hohen Position zur Ruhe kommen, um die maximal mögliche Fallhöhe zu nutzen und weitere Verluste innerhalb des Rades zu vermeiden. Verluste, welche durch ein ungünstiges Auftreffen des Wassers in dem Rad entstehen kön-

nen, werden in Kapitel 3.4.3 näher beschrieben. Die in diesem Kapitel beschriebenen Verluste durch Reibung werden ausschließlich durch die gewählte Zuleitungseinrichtung hervorgerufen.

Eine sehr gute Regulierungsmöglichkeit des Oberwasserstandes bietet dabei ein schräg gestelltes Schütz. Das Wasser tritt unterhalb des Schützes durch einen schmalen Spalt aus, so dass nur ein schmaler Wasserstrahl zur Beaufschlagung des Wasserrades führt. Da die Durchflussmenge durch die Höhe des Wasserstrahls begrenzt wird, müssen Wasserräder mit Einlaufschützen entsprechend breiter gebaut werden. Da ein Verlust $h_{v,E}$ entsteht, ist es nicht möglich, die gesamte vorhandene Druckhöhe h_D am Schütz in Geschwindigkeitshöhe umzuwandeln. Der Verlust kann nach Nuernbergk (2005) wie folgt beschrieben werden:

$$h_{v,E} = h_D \cdot (1 - \varphi)^2 \quad [\text{m}] \quad 3.13$$

mit φ Geschwindigkeitsbeiwert (0,9 bis 0,96) [-]

Der Geschwindigkeitsbeiwert ist dabei eine Funktion der Druckhöhe h_D , der Spaltöffnung unterhalb des Schützes s_0 und des Kontraktionsbeiwertes ψ , der von dem Neigungswinkel des Schützes abhängt und sich aus

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\psi \cdot s_0}{h_D}}} \quad [-] \quad 3.14$$

bestimmt.

Nach Müller (1899c) kann der Verlust, welcher bei Umwandlung der Druckhöhe in Geschwindigkeit entsteht, vereinfacht wie folgt ausgedrückt werden:

$$h_{v,E} = 0,1 \cdot \frac{v_2^2}{2g} \quad [\text{m}] \quad 3.15$$

mit v_2 Geschwindigkeit im Überfallstrahl [m/s]

Hierdurch wird in Bezug auf die zuvor beschriebene Betrachtungsweise eine konservative Annahme getroffen.

Sollte der Oberwasserspiegel im Bereich der Radachse bzw. etwas darüber liegen, bietet sich der Einsatz eines Kulisseneinlaufs an. Hierbei wird das Wasser mittels üblicherweise drei Leitkanälen, den sogenannten Kulissen, nach Bach (1886a) im Eintrittswinkel von 21,8 bis 26,6° auf das Wasserrad geleitet. Dieser Winkel beschreibt das Verhältnis zwischen Richtung der Eintrittsgeschwindigkeit und Tangente am Radumfang am Eintrittspunkt des Wassers in das Rad. Die einzelnen Kulissen können in ihrer Öffnungsweite reguliert werden. Analog zu dem Schütz als Leitapparat kommt es innerhalb jeder Kulisse zu Verlusten bei der Umwandlung der zur Verfügung stehenden Druckhöhe $h_{D,i}$ in Geschwindigkeitshöhe. Die hierdurch auftretenden Verluste lassen sich in Bezug auf den gesamten Durchfluss Q als gewichtetes Mittel der einzelnen in jeder Kulisse auftretenden Verluste schreiben als:

$$h_{v,E} = \frac{[\sum(h_{D,i} \cdot (1 - \varphi)^2 \cdot Q_i)]}{Q} \quad [\text{m}] \quad 3.16$$

Eine dritte Möglichkeit zur Gestaltung der Wasserzuleitung auf das Rad bietet ein Überfalleinlauf. Dieser sollte stets unterhalb oder maximal in Höhe der Radachse liegen, um einen ausreichend kleinen Eintrittswinkel von rund 30° und ein möglichst stoßfreies Auftreffen des Wassers auf die Schaufel zu ermöglichen (Nuernbergk, 2005).

Die Verluste am Überfalleinlauf berechnen sich aus

$$h_{v,E} = z_{0WS} - z_0 + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \quad [\text{m}] \quad 3.17$$

mit z_{0WS} Lage des Oberwasserspiegels [m]
 z_0 Wasserspiegellage des Überfallstrahls [m]

Wird bei der Zuleitung des Wassers in das Wasserrad hingegen vollständig auf einen Leitapparat verzichtet, kann dieser Zulauf als breitkroniges Wehr mit Rückstau betrachtet werden. Diese Zulaufgestaltung ist typisch für das so genannte Zuppinger-Niedergefällerrad (Abbildung 19b). Es sei darauf hingewiesen, dass aufgrund fehlender Leitapparate eine Regulierung des Oberwasserstandes nur durch eine Steuerung der Drehzahl des Wasserrades erfolgen kann. Die Verluste, welche bei dieser Zulaufgestaltung auftreten, können nach Nuernbergk (2005) vernachlässigt werden.

3.4.3. Verluste beim Eintritt des Wassers in das Rad durch Stoß und Rückschlag

Beim Eintreten des Wassers in das Rad sollte das Wasser möglichst keine Stoß- oder Rückschlagwirkung auf die Schaufel haben. Ein Stoß¹⁴ kann ebenfalls auftreten, wenn das einströmende Wasser statt gegen die Schaufel gegen das sich bereits in dem Zellvolumen befindliche Wasser stößt. Die Installation von Zuleiteinrichtungen wie Überfall-, Schütz- oder Kulisseneinlauf können bei korrekter Auslegung dazu beitragen, diese Verluste möglichst gering zu halten. Nuernbergk (2005) weist darauf hin, dass der Stoß bzw. Rückschlag neben den auftretenden Verlusten dazu führt, dass die Wasserradkonstruktion und das Getriebe zyklisch stark belastet und damit geschädigt werden können.

Für einen stoßfreien Eintritt müssen die Geschwindigkeit des in das Rad einströmenden Wassers v_2 , die relative Eintrittsgeschwindigkeit w_2 , welche der Geschwindigkeit entspricht, mit der sich das Wasser entlang der Schaufel bewegt und die Umfangsgeschwindigkeit u_a am Eintrittspunkt ein Parallelogramm ergeben (Abbildung 21a). Um dies zu erreichen müssen Eintrittsgeschwindigkeit v_2 , Umfangsgeschwindigkeit u_a , Schaufelwinkel β_2 und Eintrittswinkel α_2 im richtigen Verhältnis zueinander stehen. (Nuernbergk, 2005)

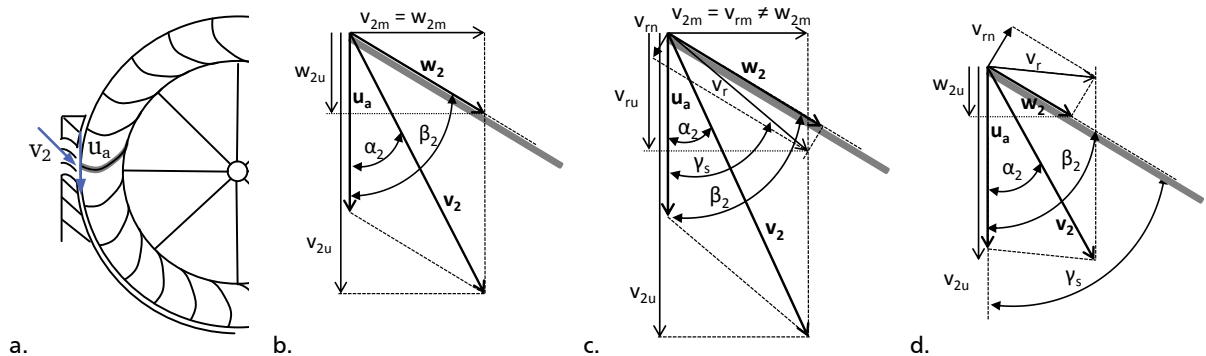


Abbildung 21: Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung bei Eintritt des Wassers in das Rad, a. Lage der betrachteten Schaufel; Geschwindigkeitsverteilung bei b. stoßfreiem Eintritt, c. Stoß auf Schaufel und d. Rückschlag auf Schaufel (nach Nuernbergk, 2005)

Ergeben die Vektoren der Eintritts-, Umfangs- und Relativgeschwindigkeit entlang der Schaufel kein Parallelogramm, so ergibt sich ein Stoß oder Rückschlag auf die Schaufel. Die Richtung der aus Eintrittsgeschwindigkeit, Umfangsgeschwindigkeit und Eintrittswinkel resultierenden relativen Geschwindigkeit v_r entspricht dann nicht dem Schaufelwinkel β_2 sondern dem Winkel γ_s . Durch Stoß oder Rückschlag wird der Wasserstrahl gezwungen sich parallel zur Schaufeloberfläche zu bewegen.

¹⁴ zur Begriffsdefinition „Stoß“, siehe „Technisches Glossar“ (Anhang A)

Nach Nuernbergk (2005) berechnet sich dieser Verlust mit Hilfe der Geschwindigkeitskomponente v_m , also dem Geschwindigkeitsanteil von v_r , welcher normal zur Schaufeloberfläche wirkt.

$$v_{rn} = \frac{(v_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_a) \cdot (\sin (\beta_2 - \gamma_s))}{\cos \gamma_s} \quad [\text{m/s}] \quad 3.18$$

Die Verlusthöhe lässt sich ausdrücken als

$$h_{v,s} = \frac{v_{rn}^2}{2g} \quad [\text{m}] \quad 3.19$$

Unabhängig davon, ob es im Rad zu einem Stoß bzw. Rückschlag kommt, geht die Geschwindigkeitshöhe der Relativbewegung verloren. Die relative Geschwindigkeit w_2 wirkt parallel zur Schaufeloberfläche und somit nicht unmittelbar auf die Wasserradschaufel ein. Diese Geschwindigkeit geht durch Turbulenz innerhalb der Schaufelvolumina verloren. Der Verlust bestimmt sich aus

$$h_{v,Re} = \frac{w_2^2}{2g} \quad [\text{m}] \quad 3.20$$

Die relative Geschwindigkeit w_2 bestimmt sich nach Abbildung 21 wie folgt:

$$w_2 = \frac{v_2 \cdot \cos \alpha_2 - u}{\cos \beta_2} \quad [\text{m/s}] \quad \text{stoßfreier Wassereintritt} \quad 3.21$$

$$w_2 = (v_2 \cdot \cos \alpha_2 - u) \cdot \frac{\cos (\beta_2 - \gamma_s)}{\cos \gamma_s} \quad [\text{m/s}] \quad \text{Wassereintritt mit Stoß oder Rückschlag auf Schaufel} \quad 3.22$$

Diese Verluste lassen sich kompensieren, indem die Schaufeln gebogen gestaltet werden. Hierdurch wirkt das Wasser aufgrund seiner Trägheit immer normal auf die Schaufel (Müller, 1939) und überträgt damit einen Teil seiner Energie. Nach Nuernbergk (2005) sollten die oben benannten Verluste dennoch in voller Höhe angesetzt werden, da diese selbst bei günstiger Schaufelform durch Reibung an der Schaufelfläche oder durch Turbulenz auftreten.

Für beide beschriebenen Verlusthöhen, also sowohl aus dem Stoß bzw. Rückschlag als auch aus der Umwandlung der Relativbewegung resultierend, gilt, dass diese mit Zunahme der Zuströmgeschwindigkeit v_2 ansteigen werden. Aus diesem Grund ist es empfehlenswert, die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades und somit auch die Eintrittsgeschwindigkeit gering zu halten (Müller, 1899c). Ebenso trägt eine engere Schaufelteilung und damit einhergehend kleinere lokale Fallhöhen $h_{f,i}$ zur Verlustminimierung bei, da hierdurch die Eintrittsgeschwindigkeit v_2 , welche sich aus

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot h_{f,i}} \quad [\text{m/s}] \quad 3.23$$

bestimmt, weniger stark variiert und geringer ausfällt (Müller, 1939).

3.4.4. Weitere Verluste beim Eintritt des Wassers in das Rad

Beim Eintritt des Wassers in das Rad sind zwei weitere Aspekte zu beachten. Zum einen gilt es bei Schaufelrädern zu vermeiden, dass Wasser über die Schaufeln tritt. Dies ist der Fall, wenn das Oberwasser zu hoch ansteht und die Schaufelräume überfüllt oder diese zu schnell gefüllt werden. Zum anderen muss für eine ausreichende Entlüftung der Schaufelzwischenräume während des Befüllvor-

gangs gesorgt werden (Redtenbacher, 1846). Fehlt diese, kommt es zu einer Kompression der Luft und der Zutritt von weiterem Wasser in das Zellvolumen kann nicht erfolgen (Müller, 1899c). Die Entlüftung ist bei Schaufelrädern üblicherweise unkritisch. Bei Zellrädern, bei welchen die Entlüftung über die Öffnungen am Radumfang erfolgen muss, die zugleich auch zum Befüllen dienen, ist jedoch eine genaue Auslegung erforderlich.

3.4.5. Verluste innerhalb des Rades

Spaltverluste

Bei Wasserrädern muss immer ein minimaler Spalt zwischen den Schaufelkanten und dem Rinnenboden bzw. den Seitenwänden vorhanden sein, damit ein Schleifen der Schaufeln an den Wandungen ausgeschlossen wird, da hierdurch Reibungsverluste oder sogar ein Schaden resultieren könnte. Durch die notwendigen Spalten fließt jedoch ein Teil des Durchflusses energetisch ungenutzt an den Schaufeln vorbei, was zu Verlusten und damit einem reduzierten Anlagenwirkungsgrad führt.

Bei mittelschlächtigen Schaufelrädern im Kropfgerinne gilt es zwischen zwei Spaltverlustarten zu unterscheiden. Zum einen kommt es zwischen der äußeren Schaufelkante und dem Rinnenboden bzw. Kropfeinbau zu Verlusten und zum anderen zwischen den seitlichen Schaufelkanten und den Gerinnenwänden. Bei Wasserrädern mit Holzschaufeln kann dieser Spalt abhängig von der qualitativen Ausführung durchaus 3 bis 4 cm betragen, bei Stahlschaukeln und einem mit Hilfe einer Schablone angepassten Kropf lassen sich dahingegen Spaltmaße von rund 1 cm einhalten (Brüderl, 2006).

Die Verluste zwischen Schaufelkante und Kropfeinbau verhalten sich proportional zur Radbreite sowie der vorliegenden Spaltweite und sind abhängig von der Schaufelfüllung bzw. der vorhandenen Druckhöhe (Müller, 1939). Eine scharfkantige Gestaltung der Schaufelränder führt dabei zu geringeren Verlusten als beispielsweise bei einer runden Gestaltung.

Die durch die Spalten am Radumfang nicht nutzbaren Durchflüsse $Q_{s,1}$, welche von einem zum nächsten Schaufelzwischenraum übertreten, können entsprechend der Formel für freien Ausfluss unter einem Schütz wie nachfolgend in Formel 3.24 dargestellt berechnet werden.

$$Q_{s,1} = \mu_{s,1} \cdot s_1 \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h_{D,i}} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad 3.24$$

mit	$\mu_{s,1}$	Austrittsbeiwert für Schaufelkante des äußeren Umfangs [-]
	s_1	Spaltweite zwischen Schaufelkante und Kropfboden [m]
	b	Schaukelbreite [m]
	$h_{D,i}$	Druckhöhe [m]

Die Druckhöhe $h_{D,i}$ berechnet sich aus der Höhendifferenz zwischen der Wasserspiegellage in der betrachteten Zelle und der Spaltöffnung, wenn der Wasserstand in der auf die betrachtete Zelle folgenden Zelle niedriger liegt als die Spaltöffnung. Sollte es in der darunterliegenden Zelle zu einem Einstau der oberhalb liegenden Spaltöffnung kommen, muss die bereits berechnete Druckhöhe um diese Einstauhöhe reduziert werden. Der Spaltdurchfluss fließt in das nächste Schaufelvolumen und wird dort erneut wirksam. Es kann die Annahme getroffen werden, dass die Wasservolumenänderung innerhalb eines Schaufelzwischenraums ungefähr Null entspricht, also etwa die gleiche Menge Wasser durch Spalten verloren geht wie sie von der oberhalb liegenden Zelle zufließt (Nuernbergk, 2005). Hierauf basierend kann angenommen werden, dass sich während der Radbewegung der Wasserspiegel in der Zelle und die Wasserspiegellagen der einzelnen Zellen zueinander nicht ändern.

Bezogen auf die Gesamtleistung bestimmt sich die durch die radialen Spaltverluste nicht mehr wirksame Leistung aus

$$P_{VG,i} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot h_{V,S,i} = \rho \cdot g \cdot \mu_{S,1} \cdot s_1 \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h_{D,i}} \cdot h_{f,i} \quad 3.25$$

mit $P_{VG,i}$ Leistungsverlust an der Schaufel i bezogen auf Gesamtleistung [W]
 Q Gesamtdurchfluss [m³/s]
 $h_{V,S,i}$ Verlusthöhe an der jeweiligen Schaufel [m]

Damit lässt sich die Gesamtverlusthöhe, welche sich aus der Summe der einzelnen radialen Spaltverluste ergibt, beschreiben als

$$h_{V,S,1} = \frac{(\mu_{S,1} \cdot s_1 \cdot b)}{Q} \cdot \sum_{i=1}^n \sqrt{2 \cdot g \cdot h_{D,i}} \cdot h_{f,i} \quad 3.26$$

mit $h_{V,S,1}$ Gesamtverlusthöhe durch Spaltverluste zwischen Schaufelkante und Kropfboden [m]

Neben den Spaltverlusten am Radumfang tritt zusätzlich an den beiden seitlichen Kanten der Schaufeln Wasser von einem Schaufelraum in den nächsten über. Die Berechnung dieser Verluste erfolgt analog. Statt der Radbreite wird die Länge der seitlichen Öffnung angesetzt, welche mit dem Wasser in Kontakt steht (l_b). Nach Nürnbergk (2005) berechnet sich der Gesamtverlust aus

$$h_{V,S,2} = \frac{2 \cdot \mu_{S,2} \cdot s_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g}}{3 \cdot Q} \cdot \sum_{i=1}^n (l_b \cdot h_{D,i}^{\frac{3}{2}} \cdot h_{f,i}) \quad 3.27$$

mit $h_{V,S,2}$ Gesamtverlusthöhe durch Spaltverluste zwischen Schaufelkante und Kropfseitenwänden [m]
 $\mu_{S,2}$ Austrittsbeiwert für Schaufelkante an den Seiten [-]
 s_2 Spaltweite zwischen Schaufelkante und Kropfseitenwänden [m]
 l_b benetzte Schaufeltiefe [m]

Der Gesamtspaltverlust ergibt sich aus der Summe der Spaltverluste $h_{V,S,1}$ und $h_{V,S,2}$. Die einzelnen Spaltverluste lassen sich nur durch Zeichnen des Rades mit dem Kropfbogen sowie allen relevanten Wasserspiegellagen bestimmen.

Generell gilt, dass die Spaltverluste durch eine engere Beschaukelung abnehmen, da hierdurch die an den einzelnen Schaufeln anstehenden Druckhöhen deutlich geringer ausfallen. Zudem wird der Spaltverlust bei einem schneller rotierenden Rad kleiner ausfallen als bei einem langsam drehenden Rad, da in diesem Fall mit Zunahme der Rotationsgeschwindigkeit die in den einzelnen Schaufeln vorhandene Druckhöhe aufgrund geringerer Füllungsgrade abnimmt (Redtenbacher, 1846). Dabei gilt zu beachten, dass insbesondere bei der Verfügbarkeit von nur geringen Gesamtabflüssen Spaltverluste meist eine deutlich größere Rolle spielen als bei hohen verfügbaren Durchflüssen. Dies bedeutet, dass Spaltverluste insbesondere im Teillastbereich in Bezug auf eine Wirkungsgradreduzierung von großer Bedeutung sind.

Wasserreibung

Als Wasserreibung wird die Reibung bezeichnet, welche durch das Wasser am Gerinneboden und an den Gerinnewänden entsteht. Hierdurch wird dem Wasser Energie entzogen. Nach Redtenbacher (1846) ist dieser Verlustanteil meist sehr gering. Er ist abhängig von der Geschwindigkeit des Wassers und der Beschaffenheit der Gerinneoberfläche.

Nürnbergk (2005) betrachtet die Reibungsverluste in einem Kropfgerinne näher. Die Reibungsenergie W_R , welche sich aus der Reibungskraft $F_{R,AB}$ multipliziert mit der zurückgelegten Wegstrecke AB ergibt, berechnet sich aus

$$W_R = F_{R,AB} \cdot \widehat{AB} \quad 3.28$$

$$\text{und} \quad F_{R,AB} = \tau_0 \cdot l_U \cdot \widehat{AB} \quad 3.29$$

$$\tau_0 = \frac{\lambda}{8} \cdot \rho \cdot u_a^2 \quad 3.30$$

mit	W_R	Reibungsenergie [Nm]
	$F_{R,AB}$	Reibungskraft [N]
	τ_0	Wandschubspannung [N/m ²]
	l_U	benetzter Umfang [m]
	\widehat{AB}	Länge des benetzten Bogens [m]
	λ	dimensionsloser Beiwert (abhängig von Beschaffenheit der Gerinneoberfläche) [-]
	u_a	Rotationsgeschwindigkeit am Radumfang [m/s]

Die Länge des benetzten Umfangs berechnet sich für ein Wasserrad mit rechteckigem Gerinne wie folgt:

$$l_U = 2 \cdot H_T + B \quad [\text{m}] \quad (\text{ohne Seitenkränze}) \quad 3.31$$

$$l_U = B \quad [\text{m}] \quad (\text{mit Seitenkränzen}) \quad 3.32$$

mit H_T Tauchung der Schaufeln [m]

Die benetzte Bogenlänge bestimmt sich aus

$$\widehat{AB} = 2 \cdot \Pi \cdot (R_a + s_1) \cdot \frac{(\theta_2 - \theta_1)}{360} \quad [\text{m}] \quad 3.33$$

mit	R_a	Außenradius des Wasserrades
	s_1	Spaltweiten zwischen Schaufelkante und Kropfboden [m]
	θ_1	Winkel zu Bogenbeginn
	θ_2	Winkel zu Bogenende

und der dimensionslose Beiwert λ nach Bollrich (2007) umgeformt aus

$$\lambda = \left(\frac{1}{2 \cdot \lg \left(\frac{f_r \cdot 4 \cdot r_{hy}}{k} \right)} \right)^2 \quad [-] \quad 3.34$$

mit f_r Formbeiwert [-] für $b \rightarrow \infty$: $f_r = 3,05$
für $b = 2 \cdot H_T$: $f_r = 3,3$

k absolute hydraulische Rauheit [mm]

Die Verlustleistung $P_{V,R}$ durch Wasserreibung ist

$$P_{V,R} = \frac{dW_R}{dt} = F_{R,AB} \cdot \frac{dl}{dt} = \tau_0 \cdot l_U \cdot \widehat{AB} \cdot u_a \quad [\text{W}] \quad 3.35$$

und lässt sich auch ausdrücken als

$$P_{V,R} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot h_{V,AB} \quad [\text{W}] \quad 3.36$$

Damit berechnet sich dann die Verlusthöhe $h_{V,AB}$ zu

$$h_{V,R} = \frac{\lambda \cdot l_U \cdot \widehat{AB} \cdot u_a^3}{8 \cdot g \cdot Q} \quad [\text{m}] \quad 3.37$$

3.4.6. Verluste beim Austritt des Wassers

Beim Austritt des Wassers aus den Schaufelzwischenräumen auf der Unterwasserseite des Rades können drei verschiedene Verlustarten auftreten. Der erste Verlustanteil bestimmt sich in Abhängigkeit der Bewegungsenergie, welche nach dem Ausströmen weiterhin im abfließenden Wasser vorhanden ist. Ein weiterer Verlust ergibt sich, wenn das Wasser im Unterwassergerinne eine andere Spiegellage aufweist als jene, welche in dem letzten Schaufelzwischenraum vorliegt. Die dritte Verlustart ergibt sich aus dem Anheben von Wasser durch die Radschaufeln über die Wasserspiegellage des Unterwassers.

Als vereinfachte Abschätzung können diese Verluste unter Vernachlässigung der Betrachtung des Unterwasserstandes in Abhängigkeit der auf die Schaufelmitte bezogenen Umdrehungsgeschwindigkeit u_s des Rades, welche der Geschwindigkeit des abströmenden Wassers v_3 entspricht, wie folgt angesetzt werden:

$$h_{v,A,1} = \frac{v_3^2}{2g} \quad [\text{m}] \quad 3.38$$

Dieser Verlust entspricht dem Energieanteil, welcher noch im abfließenden Wasser vorhanden ist und damit nicht im Rad zur Wirkung kam (Müller, 1939). Er ließe sich theoretisch stark reduzieren, wenn sich das Rad mit einer unendlich kleinen Geschwindigkeit drehen würde (Redtenbacher, 1846). In der Praxis bedeutet eine Reduzierung der Umdrehungsgeschwindigkeit jedoch, dass das Wasserrad, um die gleiche Durchflussmenge verarbeiten zu können, entsprechend breiter gebaut werden müsste, was mit höheren Investitionskosten einhergeht (Brüderl, 2006).

Nuernbergk (2005) betrachtet als Ergänzung der in Formel 3.38 aufgeführten Verluste auch die relative Abströmgeschwindigkeit w_3 und kommt damit zu folgender Verlusthöhe:

$$h_{v,A,1-E} = \frac{v_3^2}{2g} + \zeta \cdot \frac{w_3^2}{2g} - \frac{w_3^2}{2g} \quad [\text{m}] \quad 3.39$$

Bereits Redtenbacher (1846) wies darauf hin, dass in Abhängigkeit des Verhältnisses von Unterwasserspiegellage und Spiegellage in der untersten Wasserradzelle weitere Verluste auftreten. Bei einem zu niedrigem Wasserstand im Unterwasser kommt es zu einem Gefälleverlust, wohingegen bei einem zu hohen Unterwasserstand eine Kraft entgegen der Raddrehrichtung auf die Schaufeln einwirkt. Entsprechend sind bei der Bestimmung der Verluste wie in Abbildung 22 dargestellt drei unterschiedliche Unterwasserszenarien zu betrachten (vgl. Müller, 1899c; Nuernbergk, 2005).

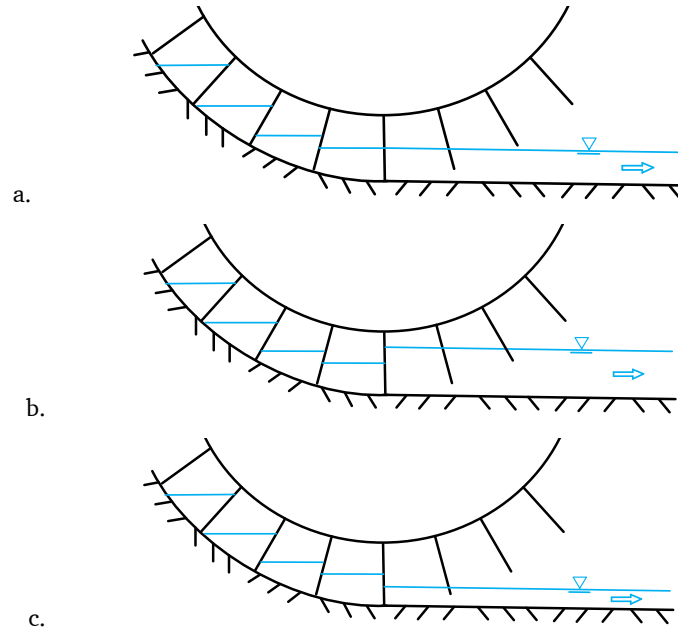


Abbildung 22: Szenarien zur Betrachtung des Unterwasserstandes, a. Idealer Unterwasserstand, b. Hoher Unterwasserstand und c. Niedriger Unterwasserstand

a. Idealer Unterwasserstand:

Hierbei entspricht der Wasserstand in dem untersten Zellvolumen dem des Unterwassers. Die mittlere Abströmgeschwindigkeit v_3 , welche die gleiche Höhe wie die Rotationsgeschwindigkeit u_s im Schwerpunkt der Schaufelfüllung aufweist, entspricht der Fließgeschwindigkeit v_4 im Unterwasser.

b. Hoher Unterwasserstand:

In diesem Fall ist die Wasserspiegellage im Unterwasser höher als die im untersten Schaufelraum. Dies bedeutet, dass die mittlere Umfangsgeschwindigkeit des Wasserrades u_s größer ist als die Geschwindigkeit im abströmenden Wasser v_3 , und die Schaufeln das in die Schaufelräume zurückströmende Wasser verdrängen müssen. Hieraus ergibt sich ein Verlust von

$$h_{v,A,2a} = (u_s - v_3) \cdot \frac{u_s}{g} \quad [\text{m}] \quad 3.40$$

Hinzu kommt ein Verlust durch die um Δh reduzierte Gesamtfallhöhe, der sich bestimmt aus

$$h_{v,A,2b} = b \cdot \Delta h^2 \cdot \frac{v_3}{Q} \quad [\text{m}] \quad 3.41$$

c. Niedriger Unterwasserstand:

Hierbei liegt der Wasserspiegel in dem untersten Schaufelzwischenraum höher als derjenige im Unterwasser. Somit ist die Geschwindigkeit, mit der das Wasser aus dem Rad strömt geringer als die Geschwindigkeit im Unterwasser. Durch die unterschiedlichen Wasserspiegellagen geht Fallhöhe verloren. Der Verlust berechnet sich aus

$$h_{v,A,2a} = b \cdot \Delta h^2 \cdot \frac{u_s}{Q} \quad [\text{m}] \quad 3.42$$

Zusätzlich zu den bisher beschriebenen Verlustarten beim Ausströmen des Wassers aus dem Rad, kann es zu einem Anheben des Wassers über den Unterwasserspiegel kommen. Dies geschieht, wenn Wasser an den Schaufeln haften bleibt. Somit hängt die Höhe dieses Verlustes von der Schaufelfläche, der Anzahl der Schaufeln, der Stellung der Schaufeln zum Unterwasser, der mittleren Hubhöhe und der

Radgeschwindigkeit ab (Müller 1939). Bei geringen Rotationsgeschwindigkeiten fällt dieser Verlust tendenziell niedrig aus. Fehlt allerdings im Unterwasser die Ventilation der Schaufelzwischenräume, können durch den entstehenden Unterdruck erhebliche Wasseranteile über den Unterwasserspiegel gehoben werden (Müller, 1939). Nach Redtenbacher (1846) kommt dem angehobenen Wasser insbesondere bei kleinen Fallhöhen eine relativ gesehen größere Bedeutung zu. Abhängig von der Fallhöhe und der angehobenen Wassermenge wird in diesem Fall von Verlusten zwischen 1 und 5 Prozentpunkten des Wirkungsgrades ausgegangen.

3.4.7. Weitere Verluste

Neben den bisher aufgeführten Verlusten gibt es weitere Verlustarten, die gewöhnlich nur einen vernachlässigbaren Anteil an den Gesamtverlusten einnehmen. Dies sind Verluste aus Lagerreibung, Luftwiderständen und Imperfektionen.

Lagerverluste

Lagerverluste hängen linear vom Gewicht des mit Wasser gefüllten Rades, vom Zapfendurchmesser, von der Umdrehungsgeschwindigkeit und von der Reibung im Lager ab (Brüder, 2006). Es gilt prinzipiell zwischen Gleit- und Rollenlagern zu unterscheiden. Nach Müller (1939) kann der Verlust durch Lagerreibung durch Abzug von 1 bis 2 Prozentpunkten des Gesamtwirkungsgrades abgeschätzt werden. Redtenbacher (1846) beschreibt den Anteil der Lagerverluste an der Leistung mit folgendem Zusammenhang:

$$P_{v,LR} = \frac{1}{19} \cdot G \cdot f \cdot n \cdot d \quad [W] \quad 3.43$$

mit	G	Gewichtskraft des Rades ($G = m \cdot g$) [kg·m/s ²]
	f	Reibungskoeffizient [-]
	n	Drehzahl [1/min]
	d	Zapfendurchmesser [m]

Luftwiderstand

Der Luftwiderstand ist abhängig von der Fläche der Schaufeln und der Umdrehungsgeschwindigkeit. Dabei verhält sich der Luftwiderstand proportional zur Schaufelfläche und steigt mit dem Kubus der Rotationsgeschwindigkeit an (Redtenbacher, 1846). Somit kann der Verlust durch den Luftwiderstand lediglich für größere Drehgeschwindigkeiten von Bedeutung sein (Müller, 1939). Redtenbacher (1846) setzt maximal 1 % der Gesamtleistung als Verluste an und Brüder (2006) verweist darauf, dass die Verluste aus dem Luftwiderstand immer geringer als die Verluste aus der Lagerreibung ausfallen. Nuernbergk (2005) berücksichtigt diese Art Verluste nicht weiter und stuft sie als vernachlässigbar ein.

Imperfektion

Imperfektionen treten vor allem bei Rädern mit Holzschaufern auf. Bei diesen kann es durch den ständigen Wechsel zwischen Wasser und Luft zu Änderungen in der Form der Holzschaufern kommen, so dass die Rotation ungleichförmig wird und die Spaltverluste ansteigen (Redtenbacher, 1846). Im schlimmsten Fall beginnt das Holz zu faulen und verliert an Festigkeit. Imperfektionen können bei Holzrädern weitestgehend vermieden werden, wenn die Schaufeln regelmäßig überprüft und bei Bedarf getauscht oder repariert werden.

4. Beschreibung der hydrostatischen Druckmaschinen

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit liegt der Schwerpunkt auf der hydraulischen Untersuchung der Wasserdruckmaschine. Im folgenden Kapitel werden die möglichen Einsatzbereiche dieses Energiewandlers beschrieben und eine Abgrenzung gegenüber Wasserrädern wird vorgenommen. Da neben der Wasserdruckmaschine auch das sogenannte Wasserdruckrad mit einem identischen Wirkungsprinzip arbeitet, wird dessen Einsatzbereich ebenfalls beschrieben. Des Weiteren wird für beide Maschinen eine idealisierte Theorie vorgestellt. Basierend auf den in Kapitel 3.4 dargestellten Ansätzen zur Verlustbestimmung an Wasserrädern erfolgt im Rahmen der vorliegenden Arbeit eine theoretische Beschreibung der Verluste an einer Wasserdruckmaschine. Durch diese Übertragung wird die idealisierte Theorie der hydrostatischen Druckmaschinen um mögliche Verluste ergänzt und hierdurch eine realistische Abbildung des tatsächlichen Verhaltens der Maschine ermöglicht.

Zusätzlich erfolgt in diesem Kapitel die Vorstellung der bereits durchgeführten kleinskaligen Modellversuche sowohl an Wasserdruckmaschinen als auch an Wasserdruckrädern. Es schließt sich eine Diskussion der Untersuchungsergebnisse an, deren Ziel es ist die Analyseschwerpunkte zur Optimierung der Wasserdruckmaschine im halbtechnischen Maßstab herauszuarbeiten.

4.1. Einsatzbereiche der hydrostatischen Druckmaschinen und Abgrenzung gegenüber Wasserrädern

Die Wasserdruckmaschine und das Wasserdruckrad sind im Bereich niedriger Fallhöhen einsetzbar. Sie weisen gegenüber konventionellen Energiewandlern wie Wasserrädern und Turbinen einige signifikante Vorteile auf. Das Wasserdruckrad ist für Fallhöhen im Bereich zwischen 0,2 und 1,0 m geeignet, wobei erwartet wird, dass es spezifische Durchflüsse von bis zu $1,5 \text{ m}^3/(\text{s}\cdot\text{m})$ verarbeiten kann. Die Wasserdruckmaschine hingegen ist einsetzbar im Fallhöhenbereich zwischen 1,0 und 2,5 m und kann nach Senior et al. (2010) mit Durchflüssen von bis zu $2,5 \text{ m}^3/(\text{s}\cdot\text{m})$ beaufschlagt werden. Beide hydrostatischen Maschinen besitzen somit die Eigenschaft, dass bei geringen Fallhöhen trotz niedriger Drehzahlen vergleichsweise hohe Durchflüsse verarbeitet werden können.

Für den Einsatzbereich des Wasserdruckrades beläuft sich die Höhe des nutzbaren Abflusses auf ein Vielfaches des für konventionelle Wasserräder angegebenen Wertes. Üblicherweise kommen in diesem Fallhöhenbereich unterschlächtige Wasserräder zum Einsatz. Für diese wird in Müller und Kauppert (2004) ein spezifischer Durchfluss von 0,5 bis $0,95 \text{ m}^3/(\text{s}\cdot\text{m})$ angeführt. Im Bereich der Erschließungsfallhöhen der Wasserdruckmaschine könnten alternativ sowohl unter- als auch mittelschlächtige Wasserräder eingesetzt werden. Diese haben allerdings gegenüber der Wasserdruckmaschine den Nachteil, dass ausschließlich geringere Durchflüsse verarbeitet werden können. So werden für mittelschlächtige Wasserräder bei Fallhöhen im Bereich von 1,5 bis 4,0 m nutzbare Durchflüsse von 0,35 bis $0,65 \text{ m}^3/(\text{s}\cdot\text{m})$ angegeben (Müller und Kauppert, 2004). Als ursächlich für die höheren Durchflüsse, welche bei vergleichbaren Rotationsgeschwindigkeiten durch die hydrostatischen Druckmaschinen verarbeitet werden, können die höheren Schaufelfüllungsgrade von nahezu 100 % gegenüber den Füllungsgraden von Schaufelrädern angesehen werden, die nach Brüdern (2006) nur im Bereich von 50 % liegen.

Neben dem Vorteil der Nutzung vergleichsweise großer Durchflüsse weisen die hydrostatischen Druckmaschinen eine relativ einfache Geometrie auf. Sie besitzen eine nur geringe Anzahl an Schaufeln, welche entweder mittels Speichen an einer Radachse oder direkt an einer Nabe montiert sind. Die Schaufelanzahl der bislang betrachteten Wasserdruckräder und Wasserdruckmaschinen variiert im Bereich zwischen 10 und 12 Schaufeln (u.a. Senior et al., 2010; Linton, 2009). Konventionelle Wasserräder hingegen werden üblicherweise mit einer Schaufelanzahl von über 30 Schaufeln konstruiert. Der einfache Aufbau der hydrostatischen Druckmaschinen in Kombination mit geringen Abmessungen zeigt Potential für eine kostengünstige Fertigung der Energiewandler. Zudem weisen Wasserdruckräder und

Wasserdruckmaschinen gegenüber Turbinen den Vorteil auf, dass die notwendigen Tiefbauarbeiten nicht sehr aufwendig und damit ebenfalls ökonomisch vorteilhaft sind. Die hydrostatischen Druckmaschinen stellen somit eine konsequente Weiterentwicklung der konventionellen Wasserräder dar.

Neben den bereits genannten Vorteilen wird u.a. in Senior et al. (2010) angenommen, dass die hydrostatischen Druckmaschinen günstige Eigenschaften hinsichtlich der ökologischen Verträglichkeit und Durchgängigkeit besitzen. Unter Durchgängigkeit ist dabei sowohl die Passagemöglichkeit für die Fischfauna, insbesondere kleinere Fische und andere Kleinstlebewesen im Fluss (Makrozoobenthos), als auch für Sediment und Treibgut zu verstehen. Es wird davon ausgegangen, dass aufgrund der geringen Schaufelzahl, der hierdurch vorliegenden großen Schaufelzwischenräume sowie der niedrigen Drehzahl die Wasserdruckmaschine eine im Vergleich zu konventionellen Turbinen und möglicherweise auch zu Wasserrädern verbesserte Durchgängigkeit flussabwärts vorliegt. Ebenfalls ist zu erwarten, dass das Schädigungspotential für Fische tendenziell gering ausfällt. Um diese Vermutungen zu validieren, werden in Kapitel 6 die durchgeführten Untersuchungen und Analysen hinsichtlich der Durchgängigkeit der Wasserdruckmaschine vorgestellt und ihre Bedeutung für die Praxis diskutiert.

4.2. Wirkungsprinzip der hydrostatischen Druckmaschinen

Das Wirkungsprinzip des Wasserdruckrades und der Wasserdruckmaschine beruht auf der Nutzung der Wasserdruckdifferenz, welche durch den Unterschied der Wasserspiegellagen im Ober- und Unterwasser hervorgerufen wird und auf die den Fließquerschnitt absperrende Schaufel bzw. Schaufeln einwirkt. Eine Theorie zur Beschreibung des Wirkungsprinzips des Wasserdruckrades und der Wasserdruckmaschine wurde u. a. in Senior et al. (2010), Senior (2009) und Senior et al. (2008) vorgestellt.

Im Folgenden wird das Wirkungsprinzip der beiden unterschiedlichen hydrostatischen Druckmaschinen, ausgehend von dem vereinfachten Wirkungsprinzip, beschrieben.

4.2.1. Vereinfachtes Wirkungsprinzip

Der hydrostatische Druck (p) wird definiert als der Druck, welcher an einer bestimmten Stelle in einem Fluid, hier Wasser, aufgrund des darüber liegenden Fluidgewichts wirkt. Er steigt linear mit der Tiefe und mit der damit verbundenen Zunahme der oberhalb liegenden Fluidsäule an. Der hydrostatische Druck lässt sich als Funktion der Wassertiefe (h), der Dichte des Fluids (ρ) und der Erdbeschleunigung (g) darstellen.

Die Berechnung erfolgt aus:

$$p = \rho \cdot g \cdot h \quad [\text{N/m}^2] \quad 4.1$$

Der auf die Schaufeln einwirkende hydrostatische Druckunterschied wird genutzt, diese in Bewegung zu versetzen und damit in Energie umzuwandeln. Die Wirkung beruht somit weniger auf der Nutzung der potentiellen Energie, der kinetischen Energie oder der Umwandlung von Drücken innerhalb des Systems (Linton, 2009). Als vorrangiger Wirkungsmechanismus können die Schwerkraft angesehen werden, die in Form von hydrostatischen Kräften auf die Schaufel einwirken. In Abbildung 23 ist das vereinfachte Wirkungsprinzip anhand einer einzelnen vertikal stehenden Schaufel schematisch dargestellt.

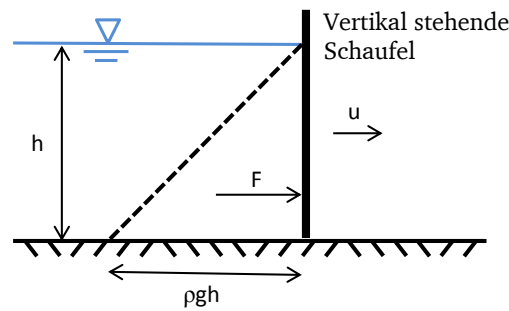


Abbildung 23: Wirkungsprinzip des hydrostatischen Druckunterschieds (nach Senior, 2009)

Das an der Schaufel anstehende Fluid bewirkt eine auf der Schaufel senkrecht einwirkende hydrostatische Druckverteilung. Wird der anstehende Wasserdruck p mit der benetzten Fläche der Schaufel ($h \cdot b$) multipliziert, wobei b der Schaufelbreite entspricht, ergibt sich daraus die resultierende und in Fließrichtung wirkende Kraft F :

$$F = \rho \cdot g \cdot h \cdot \frac{h}{2} \cdot b \quad [\text{N}] \quad 4.2$$

Die in Abbildung 23 dargestellte Schaufel beginnt sich, wenn sie nicht festgehalten wird, zu bewegen, da der auf der Oberwasserseite anstehende Wasserdruck größer als derjenige auf der Unterwasserseite ist. Unter der Annahme, dass die Wasserspiegellagen sich nicht verändern und die Schaufel eine über die gesamte Schaufeltiefe einheitliche Bewegungsgeschwindigkeit u aufweist, berechnet sich die aus dieser Bewegung resultierende Leistung zu

$$P = F \cdot u = \rho \cdot g \cdot h \cdot \frac{h}{2} \cdot b \cdot u \quad [\text{W}] \quad 4.3$$

Die horizontale Bewegung der Schaufel kann durch Befestigung der Schaufeln an einer Radachse in eine rotierende Bewegung umgewandelt und damit zur Energiewandlung genutzt werden.

Das vereinfachte Wirkungsprinzip wird in den folgenden beiden Kapiteln sowohl auf das Wasserdruckrad als auch auf die Wasserdruckmaschine übertragen, wobei im ersten Schritt keine Betrachtung von Verlusten stattfindet. Eine theoretische Beschreibung der auftretenden Verluste bei Wasserdruckmaschinen wird in Kapitel 4.3 vorgestellt.

4.2.2. Beschreibung des Wirkungsprinzips des Wasserdruckrades

Das Wasserdruckrad ist ein Wasserrad, an welchem einfache gerade Schaufeln radial montiert sind (Abbildung 24a). Dabei muss die Schaufeltiefe immer größer als die Oberwassertiefe sein, um einen Wasserübertritt innerhalb des Rades zu verhindern. Die Schaufeltiefe ist im Vergleich zum Gesamtrad-durchmesser relativ groß. Sie beträgt etwa $1/3$ des Gesamtdurchmessers. Bei unter- und mittelschlächtigen Wasserrädern variiert dieses Verhältnis gewöhnlich zwischen $1/4$ bis $1/6$ des Wasserraddurchmessers. Unterhalb des Rades wird zur Minimierung von Wasserverlusten ein gekrümmter Boden eingebaut. Hierdurch kann das Wasserdruckrad den Oberwasserstand halten und fungiert somit wie ein Wehr. Die maximal nutzbare Fallhöhe wird durch die maximale Schaufeltiefe begrenzt.

Der Bereich der Maschine, in dem Arbeit verrichtet wird, erstreckt sich von der Gewässersohle bis zum Oberwasserspiegel. Die nachfolgend dargestellte Theorie nach Senior (2009) und Senior et al. (2010) ist eine idealisierte Theorie. Dies bedeutet, dass Verluste beispielsweise aufgrund von Spaltdurchflüssen an dieser Stelle unberücksichtigt bleiben.

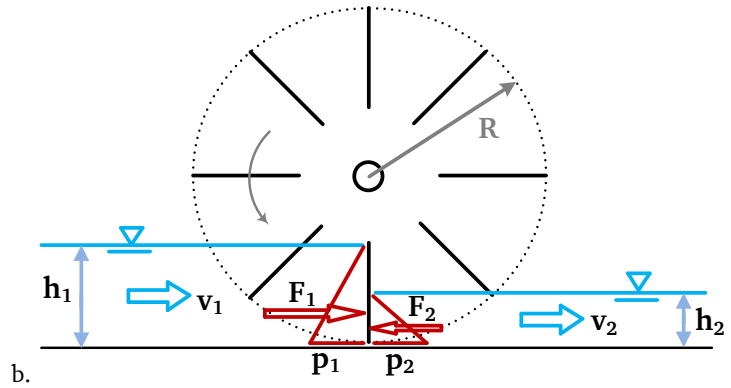


Abbildung 24: a. Ansicht eines Wasserdruckrades, b. Darstellung des Nutzungsprinzips des Wasserdruckrades (nach Senior et al., 2010)

Bei der theoretischen Betrachtung wird angenommen, dass die Schaufeln und das Gerinne die gleiche Breite aufweisen. Bezogen auf die Schaufelbreite b bzw. die Gerinnebreite B wirken auf die in Abbildung 24b dargestellte Schaufel die Druckkräfte F_1 und F_2 ein, die sich berechnen aus

$$F_1 = \rho \cdot g \cdot \frac{h_1^2}{2} \cdot b \quad [\text{N}] \quad 4.4$$

$$F_2 = \rho \cdot g \cdot \frac{h_2^2}{2} \cdot b \quad [\text{N}] \quad 4.5$$

Bezogen auf einen unendlichen Radius ergibt sich hieraus eine resultierende hydrostatische Druckkraft F_R von

$$F_R = F_1 - F_2 = \rho \cdot g \cdot \frac{h_1^2 - h_2^2}{2} \cdot b \quad [\text{N}] \quad 4.6$$

und unter Ansatz einer mittleren Fließgeschwindigkeit v_1 eine mechanische Leistung P_R von

$$P_R = F_R \cdot v_1 = \rho \cdot g \cdot \frac{h_1^2 - h_2^2}{2} \cdot b \cdot v_1 \quad [\text{W}] \quad 4.7$$

Die mögliche hydraulische Leistung des Wasserdruckrades P_{hyd} bestimmt sich aus

$$\begin{aligned} P_{\text{hyd}} &= \rho \cdot g \cdot v_1 \cdot h_1 \cdot b \cdot (h_1 - h_2) \\ &= \rho \cdot g \cdot v_2 \cdot h_2 \cdot b \cdot (h_1 - h_2) \quad [\text{W}] \end{aligned} \quad 4.8$$

Der Wirkungsgrad kann damit wie folgt ausgedrückt werden:

$$\eta = \frac{P_R}{P_{\text{hyd}}} = 0,5 \cdot \left(1 + \frac{h_2}{h_1}\right) \quad [-] \quad \text{für } 0 \leq \frac{h_2}{h_1} \leq 1 \quad 4.9$$

In Abbildung 25 ist der Verlauf der normierten Leistung P/P_{max} mit $P_{\text{max}} = P(h_2/h_1 = 0)$ als eine Funktion von h_2/h_1 dargestellt. Die maximale Leistung P_{max} tritt auf, wenn die Fallhöhe maximal wird. In demselben Diagramm ist zusätzlich der Wirkungsgradverlauf aufgetragen, welcher eine lineare Funktion darstellt. Der Wirkungsgrad steigt dabei von einem Wert von 0,5 (für $h_2/h_1 = 0$) auf 1 (für $h_2/h_1 = 1$) an.

Wie in Abbildung 24b deutlich wird, befinden sich bei Ansatz eines Rades mit fest definiertem endlichem Radius R die hydrostatischen Druckkräfte F_1 und F_2 aufgrund der unterschiedlichen Wassertiefen in unterschiedlichen Abständen von der Radachse, die auch nicht der Stelle der mittleren Fließgeschwindigkeit v_1 entsprechen.

Um dies bei der Berechnung der resultierenden Leistung P_R zu berücksichtigen, müssen für die Druckkräfte F_1 und F_2 die jeweils zugehörigen Rotationsgeschwindigkeiten der Schaufel $u_{s,1}$ und $u_{s,2}$ angesetzt werden. Damit ergibt sich für die Leistungsberechnung:

$$P_R = \rho \cdot g \cdot \frac{h_1^2 \cdot u_{s,1} - h_2^2 \cdot u_{s,2}}{2} \cdot b \quad [\text{W}] \quad 4.10$$

mit

$$u_{s,1} = v_1 \cdot \frac{R - \frac{h_1}{3}}{R - \frac{h_1}{2}} \quad [\text{m/s}] \quad 4.11$$

$$u_{s,2} = v_1 \cdot \frac{R - \frac{h_2}{3}}{R - \frac{h_1}{2}} \quad [\text{m/s}] \quad 4.12$$

Der Wirkungsgrad lässt sich nun beschreiben mit:

$$\eta = \frac{P_R}{P_{hyd}} = \frac{h_1^2 \cdot u_{s,1} - h_2^2 \cdot u_{s,2}}{2 \cdot v_1 \cdot h_1 \cdot (h_1 - h_2)} \quad [-] \quad 4.13$$

In Abbildung 25 sind in Ergänzung die Kurven für den Fall „endlicher Radius“ aufgetragen. Als Grundlage der Darstellung wurde ein Verhältnis vom Radius R zur Wassertiefe h_1 von $R/h_1 = 2$ gewählt. Es zeigt sich, dass der Wirkungsgrad für diesen Fall leicht höher liegt als für den Fall „unendlicher Radius“. Für die normierte Leistung kann dabei ein minimaler Unterschied festgestellt werden. Hierbei fällt die Leistung für die genauere Betrachtung mit einem fest definierten Radius etwas geringer aus. Für eine realistischere Abbildung der Leistungen und Wirkungsgrade sollten entsprechend die tatsächlichen Angriffspunkte der resultierenden Wasserdruckkräfte angesetzt werden.

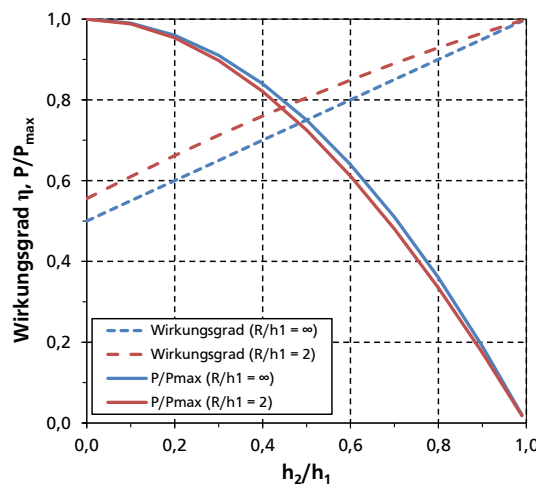


Abbildung 25: Theoretische Wirkungsgrade und Leistungskurven des Wasserdruckrades (nach Senior et al., 2010)

4.2.3. Beschreibung des Wirkungsprinzips der Wasserdruckmaschine

Bei der Wasserdruckmaschine sind die Schaufeln im Gegensatz zu dem Wasserdruckrad, bei dem die Schaufeln mittels Speichen an der Achse befestigt, direkt an einer Nabe montiert, deren Durchmesser etwa der Fallhöhe entspricht. Somit sperren die Nabe und die Schaufeln den Fließquerschnitt ab und halten so den Wasserstandsunterschied dauerhaft aufrecht. Idealerweise befindet sich der Oberwasserspiegel etwa im Bereich der Nabenober- und der Unterwasserspiegel im Bereich der Nabenunterkante (Abbildung 26). In diesem Fall entspricht die Fallhöhe H dem Nabendurchmesser D . Unterhalb der Wasserdruckmaschine sollte, analog zu dem Wasserdruckrad, ein gekrümmter Einbau vorhanden sein. Da bei der Wasserdruckmaschine zum Aufstauen des Wassers zusätzlich die Nabe eingesetzt wird, kann diese Maschine im Gegensatz zu dem Wasserdruckrad bei größeren Fallhöhen (0,5 bis 2,5 m) sinnvoll eingesetzt werden.

Der Bereich, in dem die Wasserdruckmaschine Arbeit verrichtet, erstreckt sich nicht wie bei dem Wasserdruckrad vom Oberwasserspiegel bis zur Gewässersohle, sondern lediglich bis zur Unterwasserspiegellage (Abbildung 26a). Auch hier wird angenommen, dass die Schaufeln und das Gerinne die gleiche Breite aufweisen ($B = b$). Die mittlere Rotationsgeschwindigkeit der Schaufel u_s entspricht dabei der mittleren Fließgeschwindigkeit des Unterwassers v_2 . Aus dem hydrostatischen Druck, der auf die Nabe einwirkt, kann keine Energie umgewandelt werden, da diese Kräfte direkt von der Achse aufgenommen werden.

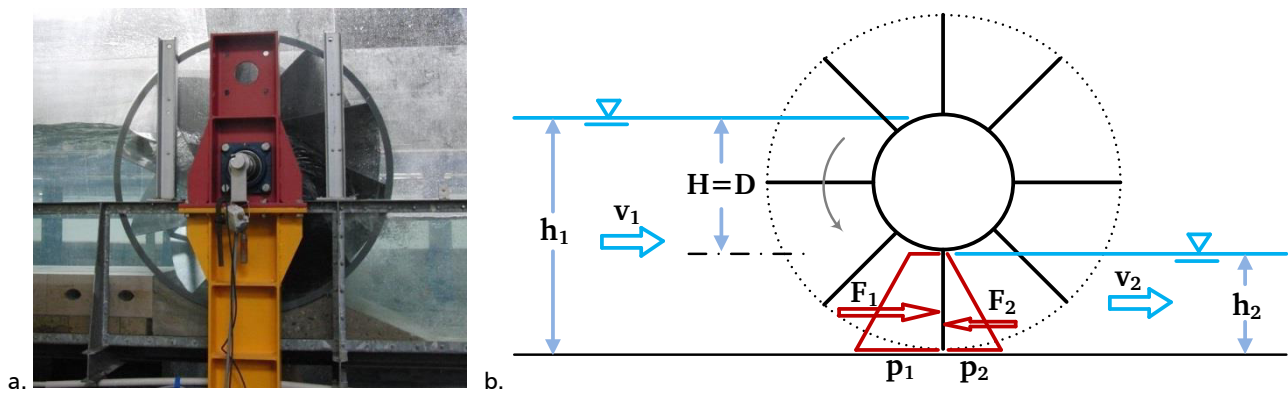


Abbildung 26: a. Installierte Wasserdruckmaschine, b. Darstellung des Nutzungsprinzips der Wasserdruckmaschine (nach Senior et al., 2010)

Die im Folgenden vorgestellte Theorie basiert auf den Angaben in Senior (2009) sowie Senior et al. (2010). Hervorgerufen durch den Unterschied der Wasserstände an der Maschine wirken auf die Schaufel die hydrostatischen Drücke p_1 und p_2 ein, aus denen sich die hydrostatischen Druckkräfte F_1 und F_2 bestimmen lassen. Diese Kräfte berechnen sich aus

$$F_1 = \rho \cdot g \cdot \frac{h_1 + (h_1 - h_2)}{2} \cdot h_2 \cdot b = \rho \cdot g \cdot \left(h_1 - \frac{h_2}{2}\right) \cdot h_2 \cdot b \quad [\text{N}] \quad 4.14$$

$$F_2 = \rho \cdot g \cdot \frac{h_2^2}{2} \cdot b \quad [\text{N}] \quad 4.15$$

und die resultierende Kraft ergibt sich damit zu

$$F_R = \rho \cdot g \cdot h_2 \cdot (h_1 - h_2) \cdot b \quad [\text{N}] \quad 4.16$$

Da es im Bereich der Maschine zu einer Änderung der Fließgeschwindigkeit kommt, ist eine ausschließliche Betrachtung der hydrostatischen Drücke, welche aus den Wasserspiegellagen resultieren, unzureichend. Es müssen zusätzlich die dynamischen Drücke in Form der Geschwindigkeitshöhen be-

achtet werden. Da es zu einer Beschleunigung des Abflusses unterhalb der Maschine kommt und damit die Geschwindigkeitshöhe zunimmt, resultiert hieraus eine Reduzierung der absoluten Energiehöhe um Δh . Diese Reduzierung bestimmt sich aus

$$\Delta h = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} \quad [\text{m}] \quad 4.17$$

Unter Ansatz des Verhältnisses $v_2 = h_1/h_2 \cdot v_1$ ergibt sich

$$\Delta h = \frac{v_1^2}{2g} \cdot \left(\frac{h_1^2}{h_2^2} - 1 \right) \quad [\text{m}] \quad 4.18$$

Wird Gleichung 4.16 um voranstehenden Term reduziert, lässt sich die resultierende Kraft beschreiben als

$$F_R = \rho \cdot g \cdot h_2 \cdot \left(h_1 - h_2 - \frac{v_1^2}{2g} \cdot \left(\frac{h_1^2}{h_2^2} - 1 \right) \right) \cdot b \quad [\text{N}] \quad 4.19$$

Die mechanische Leistung der Maschine P_R berechnet sich dann aus

$$P_R = \rho \cdot g \cdot h_2 \cdot \left(h_1 - h_2 - \frac{v_1^2}{2g} \cdot \left(\frac{h_1^2}{h_2^2} - 1 \right) \right) \cdot b \cdot v_2 \quad [\text{W}] \quad 4.20$$

Die hydraulische Leistung der Maschine kann in Analogie zum Wasserdruckrad bestimmt werden aus

$$P_{hyd} = \rho \cdot g \cdot v_1 \cdot h_1 \cdot (h_1 - h_2) \cdot b = \rho \cdot g \cdot v_2 \cdot h_2 \cdot (h_1 - h_2) \cdot b \quad [\text{W}] \quad 4.21$$

Entsprechend kann der Wirkungsgrad wie folgt ausgedrückt werden

$$\eta = \frac{P_R}{P_{hyd}} = \frac{h_1 - h_2 - \frac{v_1^2}{2g} \cdot \left(\frac{h_1^2}{h_2^2} - 1 \right)}{h_1 - h_2} \quad [-] \quad 4.22$$

In Abbildung 25 ist die normierte Leistung P/P_{\max} und der Wirkungsgrad als eine Funktion von Q/Q_{\max} dargestellt. Der theoretisch maximale Durchfluss der Wasserdruckmaschine Q_{\max} bestimmt sich aus

$$Q_{\max} = v_{\max} \cdot h \cdot b \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad 4.23$$

wobei die maximale Geschwindigkeit im Oberwasser v_{\max} für $P_R = 0$, das heißt $h_1 - h_2 - \Delta h = 0$, wie folgt berechnet wird:

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (h_1 - h_2)}{\frac{h_1^2}{h_2^2} - 1}} \quad [\text{m/s}] \quad 4.24$$

Q_{\max} ist der maximale Durchfluss, welcher die idealisierte Wasserdruckmaschine bei einer Leistungsabgabe von $P = 0$ verarbeiten kann. In Abbildung 25 wird deutlich, dass der Wirkungsgrad mit Zunahme des Durchflusses kontinuierlich abnimmt, wohingegen die Leistung bis zu ihrem Maximum im Bereich von $0,58 \cdot Q/Q_{\max}$ ansteigt und erst danach wieder abfällt.

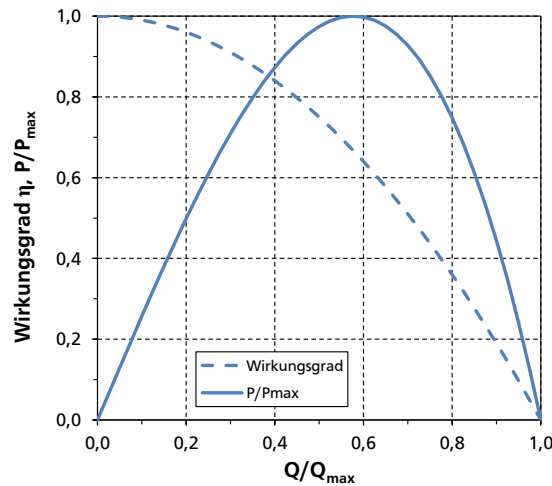


Abbildung 27: Theoretische Wirkungsgrade und Leistungskurven der Wasserdruckmaschine für ein Ober- zu Unterwasserverhältnis von $h_1/h_2 = 2$ ohne Ansatz von Verlusten (nach Senior et al., 2010)

Die bisher beschriebene Theorie geht von einer idealen Maschine aus, was bedeutet, dass in dieser Theorie keine Verluste eingeschlossen sind. In Senior (2009), Linton (2009) und Senior et al. (2010) finden sich Ansätze zur Ergänzung der Theorie um Verlustanteile wie beispielsweise Spalt- und Turbulenzverluste. Auf die theoretische Beschreibung der an einer Wasserdruckmaschine auftretenden Verlustarten wird in nachfolgendem Kapitel 4.3 eingegangen.

Eine Maschine, die einen ähnlichen Aufbau wie die hier vorgestellte Wasserdruckmaschine besitzt und als Wirkungsprinzip ebenfalls die Schwerkraft nutzt, wurde bereits 1849 von dem Ingenieur Walther Zuppinger zum Patent angemeldet (Delabar, 1867). Bei dem sogenannten Zuppinger'schen Wasserrad befindet sich der Oberwasserspiegel auf Höhe der Oberkante der Nabe und der Zustrom des Wassers zur Maschine erfolgt mittels eines Einlaufbauwerkes (Abbildung 28b). Dieses Bauwerk dient dazu, das Wasser von beiden Seiten in die Schaufelzwischenräume einströmen zu lassen. Nach dem Einströmen wirken die Gewichtskräfte auf die Schaufeln ein. Ähnliche Prinzipien, bei denen die Nabe der Maschine zusätzlich als Wehr fungierte, wurden in den letzten Jahrzehnten mehrfach vorgeschlagen (u.a. Robert, 1981; Brinnich, 2001; KBA, 2012). Bislang fehlt jedoch zu allen vorgeschlagenen Systemen die Veröffentlichung der Theorie oder der Ergebnisse von Modellversuchen bzw. Naturuntersuchungen in Bezug auf die hydraulische Wirksamkeit der Anlagen. In der vorliegenden Arbeit wird die Wasserdruckmaschine im Maßstab 1:1 somit erstmalig nach den heutigen wissenschaftlichen Standards analysiert und beschrieben.

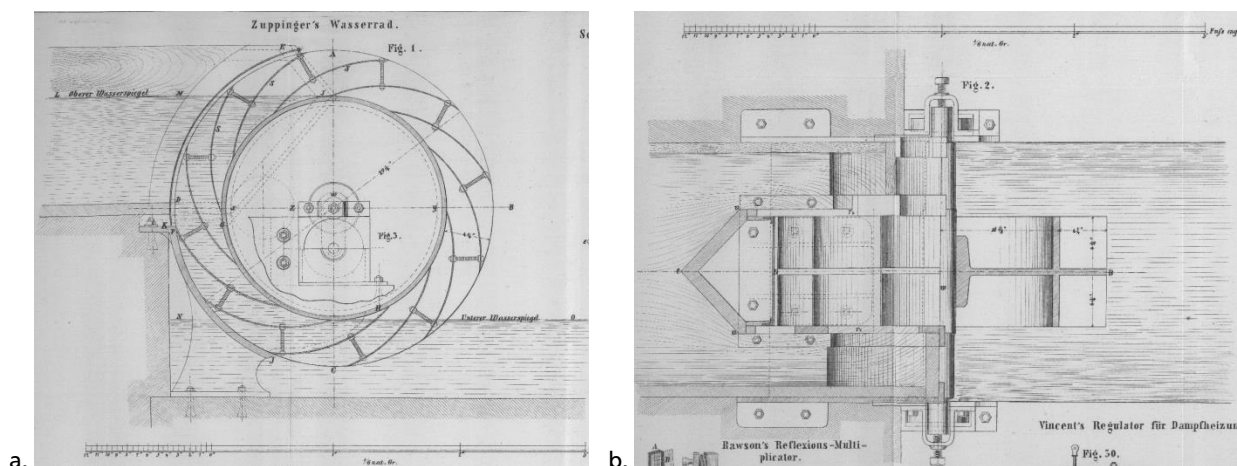


Abbildung 28: Wirkungsmechanismus des Zuppinger'schen Wasserrades (Delabar, 1867): a. Ansicht, b. Draufsicht

4.3. Theoretische Beschreibung der Verluste einer Wasserdruckmaschine

4.3.1. Vorgehen zur theoretischen Beschreibung der Verluste

Basierend auf der vorhandenen theoretischen Beschreibung der Verluste an Wasserrädern in Kapitel 3.4 sowie der in Senior (2009) und Linton (2009) dargestellten Ergänzung der idealisierten Theorie der Wasserdruckräder bzw. der Wasserdruckmaschinen durch Verlustansätze wird im Folgenden eine theoretische Beschreibung der Verluste der Wasserdruckmaschine vorgenommen. Eine Herleitung von Verlustansätzen für das Wasserdruckrad erfolgt nicht, jedoch ist eine Übertragung der entwickelten Ansätze auf das Wasserdruckrad denkbar, da dieses ein vergleichbares Wirkungsprinzip nutzt.

Bei der Beschreibung der einzelnen Verlustkomponenten wird jeweils die entsprechende Verlustleistung dargestellt und es wird angegeben, um welchen Wert sich die Gesamtleistung reduziert. Entsprechend lässt sich die resultierende Gesamtleistung der Wasserdruckmaschine P_{WDM} als Differenz zwischen der nach der idealisierten Theorie bestimmten Leistung P_R und der Summe der Verlustleistungen $P_{V,i}$ ausdrücken:

$$P_{WDM} = P_R - \sum_{i=1}^n P_{V,i} \quad [\text{W}] \quad 4.25$$

Die für die Wasserdruckmaschine relevanten Verluste resultieren aus 1) Spaltverlusten, 2) Verlusten beim Eintauchen der Schaufeln in das Oberwasser, 3) turbulenzbedingte Verlusten bei der Bewegung der Schaufeln durch das Wasser, 4) Verlusten beim Austausch der Schaufeln, 5) Verlusten durch die im abströmenden Wasser verbleibenden Geschwindigkeitshöhe sowie 6) Lagerverlusten. Für die entwickelten Verlustansätze wird analog zu der Beschreibung der idealisierten Theorie stets davon ausgegangen, dass die Schaufeln und das Gerinne die gleiche Breite aufweisen. Sollte dies nicht der Fall sein, sind die Formeln entsprechend anzupassen. Die nachfolgend entwickelte Theorie wird in Kapitel 5.3 auf die Ergebnisse der im Rahmen der vorliegenden Arbeit mit einer Wasserdruckmaschine durchgeführten Versuche angewendet und hierdurch verifiziert.

4.3.2. Ansatz einer Theorie für turbulenzbedingte Verluste

Turbulenzen entstehen beim Eintauchen der Schaufeln in das Wasser sowie während der Bewegung der Schaufeln durch das Wasser. Die hierdurch hervorgerufenen Verluste steigen mit Zunahme des Durchflusses an und stehen somit in Abhängigkeit zur Umdrehungszahl. Bei Betrachtung dieser Verluste ist zwischen zwei Termen zu differenzieren. Zum einen treten Verluste durch die Beschleunigung des Wassers bei Eintritt in die Wasserdruckmaschine auf und zum anderen werden durch den Widerstand der Schaufeln bei deren Bewegung durch das Wasser zusätzliche Verluste verursacht (vgl. Senior, 2009).

Verluste aus Beschleunigung

Das Wasser strömt mit der mittleren Oberwassergeschwindigkeit v_1 in Richtung der Wasserdruckmaschine und muss im Weiteren auf die mittlere Rotationsgeschwindigkeit der Schaufeln u_s beschleunigt werden. Aufgrund dieser Beschleunigung wirkt eine Kraft entgegen der Richtung der Schaufelrotation, welche sich nach dem Impulssatz aus der Änderung des Impulsstroms wie folgt berechnen lässt.

$$F_{V,B} = \rho \cdot v_1 \cdot h_1 \cdot b \cdot (u_s - v_1) \quad [\text{N}] \quad 4.26$$

mit	v_1	Fließgeschwindigkeit im Oberwasser der Wasserdruckmaschine [m/s]
	h_1	Wassertiefe im direkten Oberwasser der Wasserdruckmaschine [m]
	b	Schaufelbreite b
	u_s	Rotationsgeschwindigkeit im Schaufelmittelpunkt [m/s]

Die Verlustleistung bestimmt sich damit aus:

$$P_{V,B} = [\rho \cdot v_1 \cdot h_1 \cdot b \cdot (u_s - v_1)] \cdot u_s \quad [\text{W}] \quad 4.27$$

Verluste aus Schaufelwiderstand

Des Weiteren ergeben sich aus der vielschichtigen hydraulischen Situation, welche durch das Eintauchen und die Bewegung der Schaufeln durch das Ober- und Unterwasser hervorgerufen wird, Verluste durch die auf die Schaufel einwirkende Widerstandskraft $F_{V,W}$. Die Berechnung der hydraulischen Abläufe ist als komplex einzustufen, da die Schaufeln in einem Winkel eintauchen, der sowohl von der Neigung der Schaufel als auch von der Lage des Oberwasserspiegels abhängt, sich der Winkel der Schaufelebene gegenüber der Richtung der Zuströmgeschwindigkeit aufgrund der Rotation stetig ändert und die Schaufelgeschwindigkeit in der Regel nicht der mittleren Zuströmgeschwindigkeit v_1 entspricht. Aufgrund des reduzierten Fließquerschnittes im Bereich der Wasserdruckmaschine, welcher dem Schaufelquerschnitt entspricht, ist die Schaufelgeschwindigkeit höher als die Zuströmgeschwindigkeit im Gerinne.

Die resultierende Kraft $F_{V,W}$ auf die Schaufel kann berechnet werden aus

$$F_{V,W} = \frac{\rho}{2} \cdot l \cdot c_D \cdot u_a^2 \cdot b \quad [\text{N}] \quad 4.28$$

mit

1	Schaufeltiefe [m]
c_D	Empirischer Widerstandsbeiwert [-]
u_a	Rotationsgeschwindigkeit am Maschinenumfang [m/s]

und somit ergibt sich die Verlustleistung zu

$$P_{V,W} = \frac{\rho}{2} \cdot l \cdot c_D \cdot u_a^2 \cdot b \cdot u_a = \frac{\rho}{2} \cdot l \cdot c_D \cdot u_a^3 \cdot b \quad [\text{W}] \quad 4.29$$

Bedingt durch die vielschichtige hydraulische Situation im Zuströmbereich der Wasserdruckmaschine können die in der Literatur genannten Druckwiderstandsbeiwerte c_D zur Bestimmung der Widerstandskraft für definierte Geometrien keine Anwendung finden. Stattdessen müssen diese im Rahmen von physikalischen Modellversuchen mit der Wasserdruckmaschine für verschiedene Schaufelkonfigurationen ermittelt werden. Es ist zu vermuten, dass auch das Versperrungsverhältnis (Schaufelfläche gegenüber Fließquerschnitt des Gerinnes) einen Einfluss auf die Größe des Widerstandsbeiwertes aufweist. Die empirische Ermittlung der Beiwerte erfolgt auf Grundlage der durchgeführten Modellversuche und wird in Kapitel 5.3 dargestellt. Die ermittelten Werte besitzen modellspezifischen Charakter.

4.3.3. Ansatz einer Theorie zur Beschreibung der Spaltverluste

Die Beschreibung der Spaltverluste erfolgt in Anlehnung an die in Kapitel 3.4.5 aufgeführte Beschreibung der Spaltverluste in einem Wasserrad. Für die theoretische Bestimmung der Spaltdurchflüsse einer Wasserdruckmaschine gilt es zu identifizieren, in welchen Bereichen der Maschine dieser Verlustanteil auftreten kann.

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche an einer Wasserdruckmaschine lassen sich die Verluste auf die in Abbildung 29 dargestellten Bereiche aufteilen:

- (1) Spalten zwischen äußerer Schaufelkante und Bodeneinbau
- (2) Spalten zwischen seitlichen Schaufelkanten und Gerinnewandung
- (3) Spalten zwischen seitlichen Nabenenden und Gerinnewandung
- (4) Spalten zwischen Nabenaußenradius und Betoneinbauten

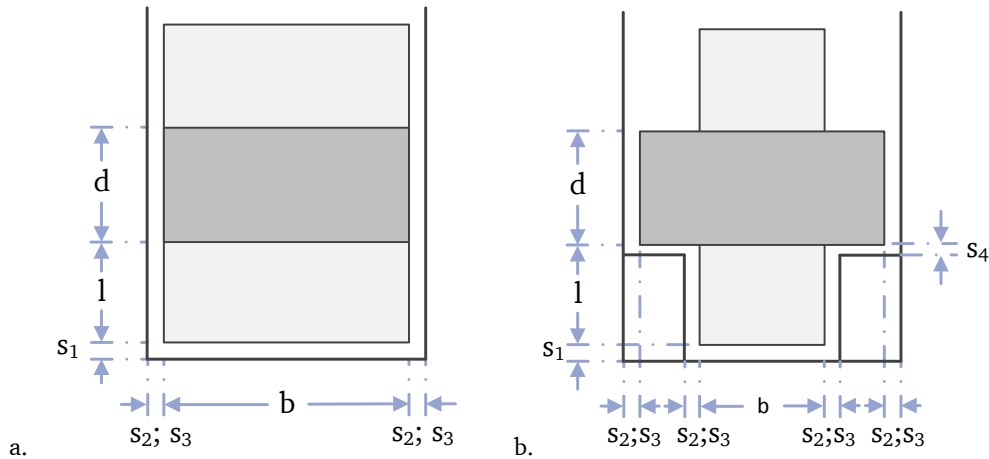


Abbildung 29: Querschnitt einer Wasserdrukmaschine zur schematischen Darstellung der Bereiche von Spaltverlusten für a. eine Schaufelbreite über die gesamte Rinnenbreite und b. eine gegenüber der Rinnenbreite reduzierte Schaufelbreite (ohne Maßstab, Spaltweiten überhöht dargestellt)

Die Durchflussverluste aufgrund von Spalten lassen sich theoretisch entsprechend der Angaben in Tabelle 3 bestimmen. Dabei werden die Spaltverluste zwischen Schaufelkante und Bodeneinbau ($Q_{S,1}$) sowie zwischen Nabenaußenradius und Betoneinbauten ($Q_{S,4}$) entsprechend dem Ausfluss unter einem Schütz und die seitlichen Spaltverluste mit und ohne Rückstau ($Q_{S,2}$ und $Q_{S,3}$) analog dem Ausfluss aus einer Seitenöffnung behandelt. Bei Spaltverlusten zwischen Schaufelkanten bzw. Nabenenenden und Gerinnewandung kann es abhängig von der Lage des Unterwassers h_2 zu einem Teilrückstau im Bereich der seitlichen Spalten kommen. Es ist zu beachten, dass für die Berechnung der Spaltverluste $Q_{S,1}$ stets die tatsächliche Schaufelbreite b_{eff} und nicht die Maschinenbreite b zu berücksichtigen ist.

Tabelle 3: Formeln zur theoretischen Ermittlung der Durchflussverluste aufgrund von Spalten

Spaltverlustbereich	Theoretische Beschreibung	Koeffizient μ nach Sigloch (2011)
Äußere Schaufelkante zu Bodeneinbau	$Q_{S,1} = \mu \cdot s_1 \cdot b_{eff} \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot h_D^{1/2}$	0,6 – 0,62
Seitliche Schaufelkanten zu Gerinnewandung / Betoneinbau	<i>Bereich mit Rückstau:</i> $Q_{S,2} = \mu \cdot s_2 \cdot h_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot h_D^{1/2}$	scharfkantig: 0,62 – 0,64 abgerundet: 0,7 – 0,8
und Seitliche Nabenenenden zu Gerinnewandung	<i>Bereich ohne Rückstau:</i> $Q_{S,3} = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot s_3 \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot h_D^{3/2}$	
Nabenaußenradius zu Betoneinbauten (bei reduzierter Maschinenbreite)	$Q_{S,4} = \mu \cdot s_4 \cdot \frac{B - b}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot (h_1 - D)^{1/2}$	0,6 – 0,62
mit $h_D = h_1 - h_2 - \Delta h$		

Die Gesamtsumme des Spaltdurchflusses berechnet sich zu:

$$Q_{Spalte,Th} = Q_{S,1} + 2 \cdot Q_{S,2} + 2 \cdot Q_{S,3} + 2 \cdot Q_{S,4} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad 4.30$$

Die Leistung der Wasserdruckmaschine verringert sich aufgrund von Spaltdurchflüssen um den Leistungsanteil $P_{V,S}$, der wie folgt bestimmt wird:

$$P_{V,S} = \rho \cdot g \cdot \left(h_1 - h_2 + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \right) \cdot Q_{Spalte,Th} \quad [W] \quad 4.31$$

Aus der Differenz zwischen dem gemessenen Durchfluss Q_{mess} und dem Spaltdurchfluss $Q_{Spalte,Th}$ ergibt sich der Durchfluss, welcher tatsächlich auf die Wasserdruckmaschine einwirkt und damit zur Leistung der Maschine beiträgt. Dieser Durchfluss lässt sich mit Hilfe der folgenden Formel bestimmen und wird im Weiteren als Q_{ideal} bezeichnet:

$$Q_{ideal} = \frac{V_{WDM} \cdot n}{60 \frac{s}{min}} \quad [m^3/s] \quad 4.32$$

$$\text{mit} \quad V_{WDM} = b \cdot \pi \cdot (R^2 \cdot (R - l)^2) - N \cdot l \cdot t \cdot b_{eff} \quad [m^3] \quad 4.33$$

mit	V_{WDM}	Volumen der Wasserdruckmaschine $[m^3]$
	n	Drehzahl $[1/min]$
	b	Breite der Maschinen $[m]$
	R	Außenradius der Maschine $[m]$
	l	Schaufeltiefe $[m]$
	N	Anzahl der Schaufeln
	t	Schaufeldicke $[m]$
	b_{eff}	tatsächliche (effektive) Schaufelbreite $[m]$

Mit Hilfe dieses Durchflusses lässt sich das Verhalten der Wasserdruckmaschine ohne Berücksichtigung der Verluste durch Spaltdurchflüsse und nur in Abhängigkeit der vorhandenen Drehzahl analysieren. Weiter bietet dieser Ansatz die Möglichkeit bei fehlenden Durchflussmessungen eine erste Abschätzung der Leistung der Maschine vornehmen zu können und basierend auf Formel 4.30 die Spaltdurchflüsse zu addieren.

4.3.4. Ansatz einer Theorie für Verluste beim Austauschen der Schaufeln und im Abstrom

Für das Austauschen der Schaufeln der Wasserdruckmaschine gilt es zwischen drei Verlustarten zu differenzieren. Diese sind die Verluste aufgrund der Fließgeschwindigkeit im Abstrom, die Verluste durch einen Unterwasserstand, welcher nicht dem Wasserstand in dem letzten geschlossenen Zellvolumen entspricht sowie Verluste durch ein Anheben von Wasser über den Unterwasserspiegel hinaus.

Verluste im Abstrom

Die Verluste im Abstrom der Wasserdruckmaschine lassen sich durch die Geschwindigkeit des abströmenden Wassers ausdrücken und entsprechen damit dem Energieteil, der nicht in der Wasserdruckmaschine wirken konnte.

Die Verlusthöhe beträgt:

$$h_{V,A,1} = \frac{v_2^2}{2g} \quad [m] \quad 4.34$$

Diese Verluste führen zu einer Reduzierung der Leistung, welche sich wie folgt ausdrücken lässt:

$$P_{V,A,1} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1 \cdot h_1 \cdot b \cdot v_2^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2 \cdot h_2 \cdot b \cdot v_2^2 \quad 4.35$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot h_2 \cdot b \cdot v_2^3 \quad [\text{W}]$$

Verluste durch Unterwasserstand

Um weitere Verluste durch ungenutzte Fallhöhe zu vermeiden, sollte analog zu der Empfehlung für Wasserräder die Wasserspiegellage im Unterwasser dem Wasserstand entsprechen, welcher in dem letzten geschlossenen Zellvolumen vorliegt. Für die Wasserdruckmaschine wird davon ausgegangen, dass dieser Idealfall entweder erreicht werden kann oder dass sich die Unterwasserspiegellage aufgrund natürlicher Gegebenheiten zu niedrig einstellt. Der Fall, dass sich das Unterwasser über eine Wasserspiegellage aufstaut, welche der Unterkante der Nabe der Wasserdruckmaschine entspricht, wird nicht betrachtet, da dieser Betriebszustand stets zu vermeiden ist.

Entsprechend Kapitel 3.4.6 ergibt sich für den Fall eines zu niedrigen Unterwasserstandes eine Verlusthöhe von

$$h_{V,A,2} = b \cdot \Delta h_r^2 \cdot \frac{u_S}{Q} = b \cdot (l - h_2)^2 \cdot \frac{u_S}{h_2 \cdot v_2} \quad [\text{m}] \quad 4.36$$

mit Δh_r Differenz zwischen der Wasserspiegellagen im Unterwasser und innerhalb des letzten geschlossenen Zellvolumens [m]

Der hieraus resultierende Verlust in der Leistung der Wasserdruckmaschine lässt sich wie folgt bestimmen:

$$P_{V,A,2} = \rho \cdot g \cdot h_{V,A,2} \cdot v_2 \cdot h_2 \cdot b = \rho \cdot g \cdot (l - h_2)^2 \cdot u_S \cdot b \quad [\text{W}] \quad 4.37$$

Verluste durch Anheben von Wasser

Neben den zuvor aufgeführten Verlusten kann es in Abhängigkeit der Schaufelform, des Austauschwinkels und der Rotationsgeschwindigkeit zu einem Anheben von Wasser über den Unterwasserspiegel hinaus kommen. Dieser Verlust wird als Kraft, welche der Drehbewegung der Maschine entgegenwirkt, beschrieben:

$$F_{V,H} = m \cdot g = \rho \cdot V_W \cdot g \quad [\text{N}] \quad 4.38$$

mit V_W Volumen des angehobenen Wassers [m³]

Das Volumen des angehobenen Wassers bestimmt sich aus der Wassertiefe auf der Schaufel d_W bezogen auf die Schaufelfläche (Schaufelbreite b , Schaufel l).

Die Verlustleistung durch das Anheben von Wasser ergibt sich entsprechend aus

$$P_{V,H} = \rho \cdot b \cdot l \cdot d_W \cdot u_S \quad [\text{W}] \quad 4.39$$

4.3.5. Ansatz der Theorie für Verluste aus Reibung

Aufgrund der Reibung des Wassers am Gerinneboden und an den -wänden treten zusätzliche Verluste auf, welche von der Fließgeschwindigkeit des Wassers in der Wasserdruckmaschine sowie der Oberflächenbeschaffenheit des Gerinnes abhängen. In Analogie zur Bestimmung der Reibungsverluste für Wasserräder in Kapitel 3.4.5 lässt sich die Reibungskraft, welche in der Wasserdruckmaschine auftritt, berechnen.

Diese bestimmt sich aus

$$h_{V,R} = \frac{\lambda \cdot l_U \cdot \widehat{AB} \cdot u_a^3}{8 \cdot g \cdot Q} \quad [\text{m}] \quad 4.40$$

mit

$$\lambda = \left(\frac{1}{2 \cdot \lg \left(\frac{f_r \cdot 4 \cdot r_{hy}}{k} \right)} \right)^2 \quad [-] \quad 4.41$$

Hieraus ergibt sich als Verlustleistung aufgrund der Reibung:

$$P_{V,R} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{\lambda \cdot l_U \cdot \widehat{AB} \cdot u_a^3}{8 \cdot g \cdot Q} = \frac{\rho \cdot \lambda \cdot l_U \cdot \widehat{AB} \cdot u_a^3}{8} \quad [\text{W}] \quad 4.42$$

Die Parameter Bogenlänge, benetzter Umfang, hydraulischer Radius, Rauheit und Beiwert f_r bestimmen sich aus den spezifischen geometrischen Randbedingungen am Einsatzort der Wasserdruckmaschine (vgl. Kapitel 3.4.5). Dabei entspricht der benetzte Umfang stets der Summe aus Maschinenbreite und zwei Mal der Schaufeltiefe, da die Schaufeln von der Oberwasserseite stets vollständig getaucht sind. Lediglich die Umfangsgeschwindigkeiten variieren in Abhängigkeit von den vorliegenden hydraulischen Gegebenheiten.

4.3.6. Ansatz der Theorie für Lagerverluste

Für die Lagerverluste wird nach Müller (1939) die konservative Annahme getroffen, dass 2 Prozentpunkte von dem Wirkungsgrad abzuziehen sind, wenn für diesen Verlustanteil keine Messwerte oder Herstellerangaben vorliegen. Hierausfolgend kann die nach der Theorie für die Wasserdruckmaschine vorliegende Leistung bestimmt werden.

4.3.7. Zusammenfassende Darstellung der Leistungsverluste

In den voranstehenden Kapiteln 4.3.2 bis 4.3.6 wurden die wesentlichen Verlustleistungen theoretisch beschrieben, anhand derer sich die zu erwartenden Gesamtverluste P_V an der Wasserdruckmaschine darstellen lassen. Diese sind in Tabelle 4 nochmals zusammenfassend aufgeführt.

Auf Grundlage der Summe der Verlustleistungen können die resultierende Gesamtleistung der Wasserdruckmaschine P_{WDM} sowie der Wirkungsgrad bestimmt werden.

Tabelle 4: Zusammenfassende Darstellung der theoretischen Beschreibung der Verlustleistungen an der Wasserdruckmaschine

Art der Verlustleistung	Theoretische Beschreibung der Verlustleistung [W]	Formel
Verluste aus Beschleunigung	$P_{V,B} = [\rho \cdot v_1 \cdot h_1 \cdot b \cdot (u_s - v_1)] \cdot u_s$	4.27
Verluste aus Schaufelwiderstand	$P_{V,W} = \frac{\rho}{2} \cdot l \cdot c_D \cdot u_a^3 \cdot b$	4.29
Verluste aus Spaltdurchflüsse	$P_{V,S} = \rho \cdot g \cdot \left(h_1 - h_2 + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \right) \cdot Q_{Spalte,Th}$	4.31
Verluste im Abstrom	$P_{V,A,1} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot h_2 \cdot b \cdot v_2^3$	4.35
Verluste durch Unterwasserstand	$P_{V,A,2} = \rho \cdot g \cdot (l - h_2)^2 \cdot u_s \cdot b$	4.37
Verluste durch Anheben von Wasser	$P_{V,H} = \rho \cdot b \cdot l \cdot d_W \cdot u_s$	4.39
Verluste aus Reibung	$P_{V,R} = \frac{\rho \cdot \lambda \cdot l_U \cdot \widehat{AB} \cdot u_a^3}{8}$	4.42
Lagerverluste	2 Prozentpunkte des Wirkungsgrades	-

Eine Quantifizierung der aufgeführten Verlustanteile wird in Kapitel 5.3.4 exemplarisch für zwei Konfigurationen der Wasserdruckmaschine im halbertechnischen Maßstab vorgenommen. Hierbei wird sowohl auf die Wirkungsgradverläufe als auch auf den Wertebereich der einzelnen Verlustarten eingegangen (Tabelle 5). Für eine graphische Darstellung der theoretischen Wirkungsgradverläufe unter Ansatz der beschriebenen Verluste wird auf Abbildung 55 verwiesen.

4.4. Vorliegende Untersuchungen an Wasserdruckrädern

Die Funktionsfähigkeit und Effektivität der hydrostatischen Druckmaschinen wurde an insgesamt vier verschiedenen Wasserdruckrädern in physikalischen Modellversuchen untersucht. Diese bereits vorliegenden Versuche wurden an der Universität Southampton und an der Technischen Universität Darmstadt durchgeführt. Bei allen Versuchen wurden einfache, gerade Schaufeln radial zur Radachse befestigt. Nachfolgend werden die vorliegenden Untersuchungen und Erkenntnisse kurz zusammenfassend dargestellt.

Wasserdruckrad 1

Die erste Versuchsreihe wurde von Troger (2008) in einer 0,30 m breiten, 0,31 m hohen und 16,0 m langen Versuchsrinnen mit durchgehendem horizontalem Boden an der Technischen Universität Darmstadt durchgeführt. Das getestete Wasserdruckrad hatte einen Durchmesser von 840 mm, eine Schaufelbreite von 297 mm sowie eine Schaufelhöhe von 250 mm. Insgesamt waren 12 Schaufeln montiert, die in ihrem Anstellwinkel verändert werden konnten, wodurch sich ebenfalls der Ein- und Austauschwinkel änderte. Zwischen den Schaufeln und dem Boden bzw. den Wänden lag ein 1 mm breiter Spalt vor. Unterhalb des Wasserdruckrades war ein in Fließrichtung asymmetrischer gekrümmter Bodeneinbau montiert, das zeitgleich einen Schaufelzwischenraum abschloss und damit zur Reduzierung von Spaltverlusten beitrug.

Vorrangiges Ziel der Untersuchungen war die Bestimmung der Leistungscharakteristik des Rades, des Einflusses des Schaufelwinkels in Bezug auf die radiale Position (-34°, 0°, 20°, 64°) sowie des Einflusses des gekrümmten Bodeneinsatzes auf die Radleistung (Troger, 2008).

Der Durchfluss wurde im Bereich zwischen 5 und 25 l/s eingestellt. Unter- und Oberwasserstand wurden im Rahmen der Versuche variiert, wobei der Unterwasserstand mit Hilfe eines in der Höhe verstellbaren Wehres angepasst wurde. Um die Rotationsgeschwindigkeit und damit den Oberwasserstand zu kontrollieren und zeitgleich die auf die Schaufel einwirkende Kraft zu messen, wurde eine Lastabnahme an das Rad gebaut. Die Kraftmessung erfolgte mit Hilfe einer sogenannten Prony'schen Bremse (Abbildung 30b). Hierzu wurde ein Gurt über eine Reibscheibe geführt, die außerhalb der Versuchsrinne an der Radachse angebracht war. Auf der einen Seite des Gurtes wurde eine Kraftmessdose angeschlossen und an dem anderen Ende ein definiertes Gewicht angehängt. Die Regulierung der Umdrehungsgeschwindigkeit des Wasserdruckrades erfolgte über eine Änderung der angehängten Last und der Unterwasserspiegellage.

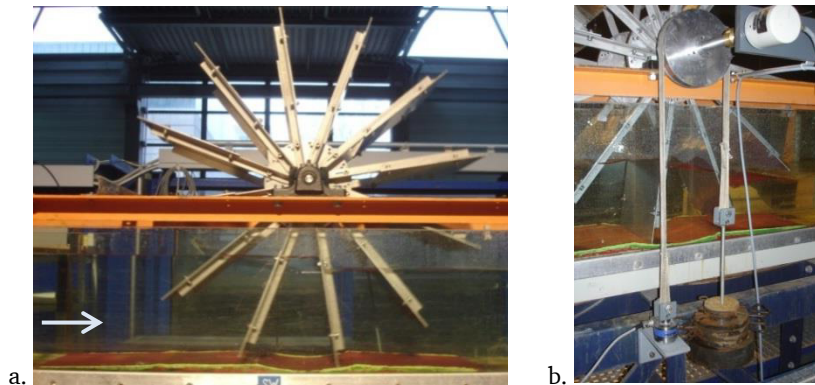


Abbildung 30: Wasserdruckrad ($D = 840 \text{ mm}$) in einer Versuchsrinne der Technischen Universität Darmstadt, a. Flacher gekrümmter Bodeneinbau, b. Prony'sche Bremse

Für den untersuchten niedrigen Bodeneinbau wurden maximale theoretische Wirkungsgrade von 57 bis 82 % ermittelt (Troger, 2008). Es zeigte sich, dass eine Änderung des eingestellten Neigungswinkels der Schaufeln kaum Einfluss auf den theoretischen Wirkungsgrad hatte. Den größten Einfluss auf den Wirkungsgrad wies die Höhe des Abflusses bzw. die damit einhergehende Rotationsgeschwindigkeit des Rades auf. Bei kleineren Durchflüssen lag der Wirkungsgrad um bis zu 25 Prozentpunkte höher als bei größerem Abfluss. Mit Anstieg des Durchflusses und der Drehzahl war somit ein Anstieg der auftretenden Verluste verbunden. Die in Troger (2008) vorgestellten Ergebnisse hinsichtlich der Leistungscharakteristik des Wasserdruckrades konnten durch Wiederholungsmessungen im Rahmen von Untersuchungen für die vorliegende Dissertationsschrift bestätigt werden.

Wasserdruckrad 2 und 3

Die Untersuchung von zwei weiteren Wasserdruckrädern wird in Senior (2009) und Senior et al. (2010) beschrieben. Die Versuche an dem kleineren der beiden untersuchten Wasserdruckräder wurden in einer Rinne mit einer Länge von 12,5 m, einer Breite von 0,3 m und einer Tiefe von 0,4 m an der Universität Southampton durchgeführt (Senior, 2009). Das Wasserdruckrad wies hierbei einen Durchmesser von 1.000 mm und eine Radbreite von 296 mm auf (Abbildung 31a). Das Rad selbst bestand aus 12 Schaufeln und zwei seitlichen Scheiben, die jeweils aus 10 mm dickem Acrylglas gefertigt waren (Senior et al., 2010). Die Schaufeltiefe betrug 350 mm. Die Oberwasserrinne lag im Gegensatz zu dem in Troger (2008) beschriebenen Versuchsaufbau 150 mm höher als die Unterwasserrinne. Unterhalb des Rades wurde ebenfalls ein gekrümmter Boden eingebaut, welcher jedoch lediglich den Radradius im Bereich des Oberwassers abdeckte.

Im Rahmen der Versuche wurden Durchflüsse im Bereich von 2 bis 37 l/s betrachtet. Der Unterwasserstand wurde mit Hilfe eines höhenverstellbaren Wehres konstant gehalten. Im Oberwasser wurde ein Überlaufwehr angeordnet, um den Wasserstand auf die gewünschte Versuchshöhe einzustellen. Die Kraftabnahme am Wasserdruckrad erfolgte ebenfalls mit Hilfe einer Prony'schen Bremse. (Senior, 2009)

Das größere Wasserdruckrad von Senior (2009) wurde in einer Versuchsrinne mit einer Länge von 30,0 m, einer Breite von 1,40 m und einer Tiefe von 0,60 m durchgeführt. Das Rad wies einen größeren Durchmesser von 1.800 mm und eine Breite von 1.360 mm auf (Abbildung 31b). Hierdurch sollten mögliche Skaleneffekte erfasst werden können. Das Rad entsprach im Aufbau dem zuvor beschriebenen Rad, allerdings waren die Schaufeln aus PVC gefertigt und wurden nicht an seitlichen Scheiben, sondern mittels Speichen befestigt. Der Bodeneinbau unterhalb des Rades wurde entsprechend an die größeren Abmessungen angepasst. Der maximal eingestellte Durchfluss betrug in dieser Versuchsreihe 160 l/s. Die Lastabnahme dieses Rades erfolgte nicht unmittelbar mit Hilfe einer Prony'schen Bremse. Stattdessen wurde ein Riemengetriebe mit einem Übersetzungsverhältnis von 1:8,8 vorgeschaltet. (Senior et al., 2010)

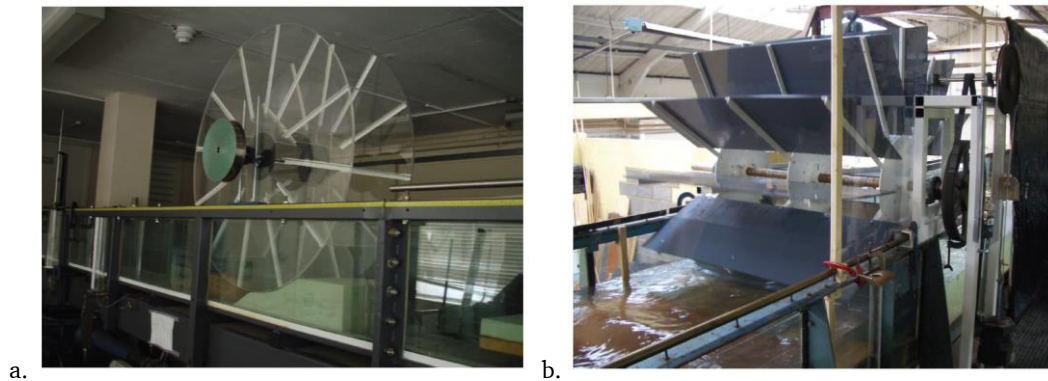


Abbildung 31: a. Wasserdruckrad 2 ($D = 1000$ mm) und b. Wasserdruckrad 3 ($D = 1800$ mm) in Versuchsrinnen der Universität Southampton (Senior, 2009)

Im Rahmen der Untersuchungen zeigte sich, dass die Wasserdruckräder im Bereich niedriger bis mittlerer Durchflüsse und bei geringen Unterschieden im Wasserstand zwischen Ober- und Unterwasser sehr hohe mechanische Wirkungsgrade erreichen konnten (Senior, 2009). Die maximalen Wirkungsgrade beliefen sich auf etwa 90 % und lagen somit über den in Troger (2008) vorgestellten Werten. In diesem Zusammenhang ist zu vermuten, dass die erhöhte Lage der Sohle im Oberwasser zu der Verbesserung beigetragen hat.

Der Vergleich der ermittelten Wirkungsgrade für die beiden untersuchten Wasserdruckräder mit den unterschiedlichen geometrischen Abmessungen zeigte, dass die Messergebnisse voraussichtlich nicht durch Skaleneffekte beeinflusst wurden (Senior, 2009; Senior et al., 2010). Es wird allerdings darauf hingewiesen, dass aufgrund des geringen Größenunterschiedes der beiden Räder (Verhältnis 1:1,6) diese Schlussfolgerung derzeit nur begrenzt belastbar ist.

Wasserdruckrad 4

Die Versuche mit einem vierten Wasserdruckrad wurden in einer Freiland-Versuchsrinne der Universität Southampton durchgeführt. Im Gegensatz zu den Versuchen zuvor stand hierbei jedoch die geometrische Gestaltung des Ein- und Auslaufs am Rad im Vordergrund. Ziel der Untersuchungen war es die Möglichkeit einer Wirkungsgraderhöhung zu betrachten. (Schwyzer, 2011)

Das getestete Wasserrad wies einen Durchmesser von 1.700 mm und eine Breite von 506 mm auf. Es wurde in einem Kanal mit einer Breite von 508 mm innerhalb einer trapezförmigen Versuchsrinne (Länge: 46,0 m, Tiefe: 0,50 m, Sohlbreite: 2,05 m, obere Breite: 3,50 m) installiert. Der Aufbau des Wasserdruckrades entsprach dem Aufbau des Rades von Troger (2008) und Senior (2009).

Im Rahmen der Versuche wurden zwei verschiedene Schaufelausführungen betrachtet. Zum einen wurden 12 konventionelle feste Schaufeln (500 x 500 mm) mit an den Enden angebrachten Gummistreifen zur Reduzierung der Spaltdurchflüsse installiert und zum anderen wurden 12 flexible

Schaufeln angebracht (Abbildung 32). Der Durchfluss wurde bis zu einem Maximalwert von 122 l/s untersucht. Die Kraft wurde bei diesem Versuchsaufbau ebenfalls mit Hilfe einer Prony'schen Bremse ermittelt. (Schwyzer, 2011)

Es zeigte sich deutlich, dass die Gestaltung des Zulaufes (Verjüngung zwischen Versuchsrinne und unmittelbarem Zulaufkanal zum Wasserdruckrad) einen großen Einfluss sowohl auf die Leistung als auch auf den Wirkungsgrad aufwies. Der untersuchte abgerundete Zulauf reduzierte die auftretenden Verluste gegenüber einem scharfkantigen ausgestalteten Zulauf signifikant. Für eine Drehzahl von 6 Umdrehungen pro Minute konnten durch die Änderung der Einlaufsituation die Wirkungsgrade von etwa 75 auf 80 % und für 12 Umdrehungen pro Minute von 55 auf 65 % erhöht werden. Der maximale Wirkungsgrad betrug für die verbesserte Einlaufgestaltung über 80 %. Ebenfalls erhöhte sich die maximal gemessene Leistung von 92 W auf 108 W. Für den Fall eines ausgerundeten gegenüber einem scharfkantig gestalteten Zulauf zeigte sich, dass hohe Leistungen über einen breiteren Drehzahlbereich verfügbar waren. (Schwyzer, 2011)

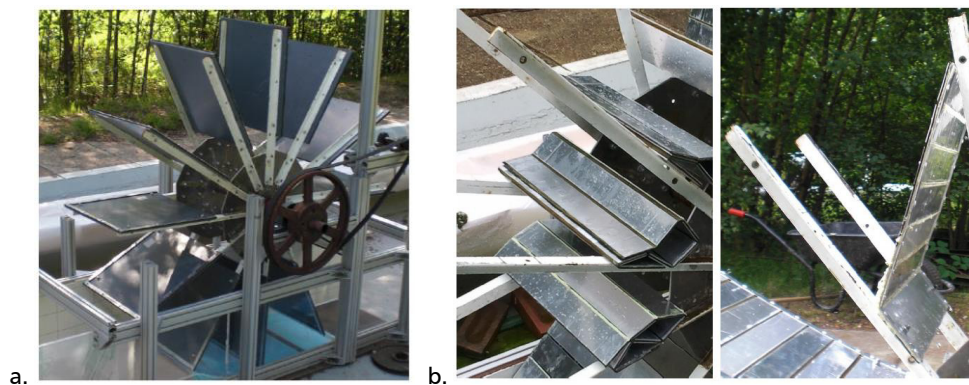


Abbildung 32: Wasserdruckrad mit a. festen Schaufeln und b. flexiblen Schaufeln (nach Schwyzer, 2011)

Einen positiven Effekt wies ebenfalls die Ausgestaltung eines abgerundeten Auslaufs unmittelbar nach dem Wasserdruckrad als Übergang in den breiteren Kanal auf. Hierdurch erhöhten sich die gemessenen Leistungswerte weiter (maximale Leistung: 118 W), wohingegen der Verlauf der Wirkungsgradkurven vergleichbar blieb. Die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Drehzahl wurde in allen Versuchsreihen deutlich, was auf einen Anstieg der Verlusthöhe durch Zunahme der Drehzahl hinweist. (Schwyzer, 2011)

Die eingesetzten flexiblen Schaufeln konnten aufgrund des gewählten Materials und der Konstruktion nicht ohne Probleme arbeiten, da sich die Schaufeln nicht immer vollständig schlossen (Schwyzer, 2011). Das Prinzip der flexiblen Schaufeln wurde jedoch generell positiv bewertet.

4.5. Vorliegende Untersuchungen an Wasserdruckmaschinen

An der Universität Southampton wurden kleinmaßstäbliche Versuche mit einer Wasserdruckmaschine durchgeführt, um damit die Leistungscharakteristik der Maschine zu bestimmen und eine erste zur Funktionsweise der Maschine entwickelte Theorie zu bestätigen (Senior et al., 2010; Linton, 2009). Die Untersuchungen sowie die resultierenden Erkenntnisse werden nachfolgend kurz dargestellt.

Die Maschinen wurden in einer 2,2 m langen und 0,75 m breiten Rinne getestet (Abbildung 33a). Dabei wurde ein maximaler Durchfluss von 25 l/s betrachtet. Die untersuchten Wasserdruckmaschinen hatten einen Gesamtdurchmesser von etwa 450 mm, einen Nabendurchmesser von 150 mm sowie eine Breite von 240 mm und besaßen 12 Schaufeln.

Die Schaufeln der Wasserdruckmaschine, welche in Senior (2009) beschrieben wird, bestanden aus 1 mm dickem Aluminium und wiesen eine gebogene Form auf. Sie verliefen in einem Winkel von etwa

30° über die Nabe, wobei sie in der Schaufelmitte am stärksten gekrümmt waren und an den Schaufelenden keine Krümmung aufzeigten (Abbildung 33a). Durch diese Schaufelform und der gegenüber der Rinnenbreite reduzierten Wasserdruckmaschinenbreite, konnte die Füllung der Schaufelzwischenräume von der einen Seite erfolgen, während auf der anderen Seite die Luft entweichen konnte.

Weitere Wasserdruckmaschinen mit nahezu identischen Abmessungen wurde mit gekrümmten Schaufeln aus glasfaserverstärktem Kunststoff und mit flexiblen Schaufeln untersucht (vgl. Abbildung 33b; Linton, 2009). Bezüglich der flexiblen Schaufeln wurden zwei Varianten betrachtet: Die Schaufeln wurden zum einen diagonal und zum anderen radial auf der Nabe montiert (Abbildung 33c). Bei der diagonalen Befestigung wurden die flexiblen Schaufeln aus Polyäthylen-Folie durch ein Speichen- und Querstrebensystem unterstützt, wobei die Schaufeln lediglich im Bereich der Nabe befestigt waren. Ähnlich wurden auch die radial befestigten, flexiblen Schaufeln unterstützt, welche aus Kautschukgummi mit einer Materialstärke von 1 mm gefertigt waren. Hierbei wurde das die Schaufeln unterstützende System auf zwei äußere Speichen und einem auf jeder Gummischaufel befestigten 15 mm breiten Aluminiumblech reduziert. Bei allen Versuchen wurde unterhalb der Wasserdruckmaschine ein gekrümmtes Bodensegment eingebaut, um ein Unterströmen des Rades zu verhindern (vgl. Abbildung 33a und b).

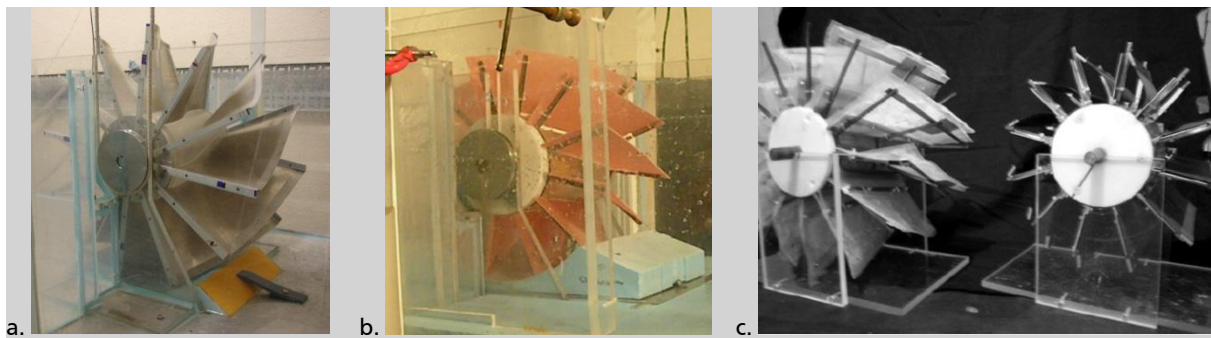


Abbildung 33: a. Wasserdruckmaschine von Senior (eigenes Foto), b. Wasserdruckmaschine von Linton (Linton, 2008), c. Wasserdruckmaschinen mit zwei unterschiedlichen flexiblen Schaufelarten: schräge Befestigung auf der Nabe (links), radiale Befestigung auf der Nabe (rechts) (Linton, 2009)

Im Rahmen der Versuche von Senior (2009) und Linton (2009) wurden verschiedene Randbedingungen und Testkonfigurationen eingestellt. Unter Beibehaltung von konstanten Ober- und Unterwasserständen und einer Fallhöhe von 150 mm wurden maximale mechanische Wirkungsgrade von etwa 80 % erreicht (Senior, 2009). Der Normalbetrieb der Wasserdruckmaschine wurde als ruhig mit nur wenigen Turbulenzen beschrieben, wodurch es kaum zu einer Wellenbildung kam. Erst bei höheren Umdrehungsgeschwindigkeiten wurde auf der Unterwasserseite beim Austausch der Schaufeln ein geringfügiges Herausheben von Wasser sowie auf der Oberwasserseite beim Eintauchen der Schaufeln ein Herausdrängen von Wasser aus den Zellen beobachtet (Senior, 2009). Senior (2009) weist darauf hin, dass die Spaltverluste eine Abhängigkeit von der vorhandenen Fallhöhe aufweisen und zudem die Turbulenzverluste, welche mit zunehmender Rotationsgeschwindigkeit ansteigen, erheblichen Einfluss auf die zu erreichenden Wirkungsgrade und Leistungen haben.

Im Rahmen der in Linton (2009) beschriebenen Untersuchungen wurden Seitenwände asymmetrisch eingebaut, verschiedene Krümmungselemente unterhalb der Maschine eingesetzt, die Kanalbreiten sowie das Verhältnis von Nabendurchmesser zu Schaufeltiefe variiert und unter Beibehaltung eines konstanten Oberwasserspiegels die Lage des Unterwasserstandes verändert. Es zeigte sich, dass gekrümmte Schaufeln, welche an den Seiten nicht wie bei dem in Senior (2009) beschriebenen Rad abgeflacht sind, sondern weiterhin einen definierten Neigungswinkel aufweisen, beim Ein- und Austausch geringere Turbulenzen verursachen und weniger Wasser über den Unterwasserspiegel nach oben heben.

Weiter wurde in Linton (2009) gezeigt, dass die Anordnung von asymmetrischen Seitenwänden im Nahbereich der Wasserdruckmaschine, d.h. im Oberwasser eine kurze Seitenwand auf der zuletzt eintauchenden Schaufelseite und im Unterwasser auf der entgegengesetzten Seite, einen signifikanten Einfluss auf die Leistung und den Wirkungsgrad haben kann. Zusätzlich wurde festgestellt, dass das unterhalb der Maschine eingebaute Bodensegment insbesondere auf der Unterwasserseite möglichst flach ausgeführt werden sollte, da es durch dieses aufgrund der Reduzierung des Fließquerschnittes zu geringeren Wirkungsgraden kommen kann. In Linton (2009) wird empfohlen, dass die Kanalbreite im Oberwasser mindestens der doppelten Breite der Maschine entsprechen sollte.

Für das Verhältnis von Kanal- zu Maschinenbreite im Unterwasser wird keine klare Aussage getroffen. In Linton (2009) konnte gezeigt werden, dass die Reduzierung der Schaufeltiefe im Verhältnis zum Nabendurchmesser mit einem starken Absinken der maximalen Wirkungsgrade einhergeht. So wird bei einem Schaufeltiefen- zu Nabendurchmesser-Verhältnis von 1:3 gegenüber dem Ausgangsverhältnis von 1:1 ein um 15 Prozentpunkte niedrigerer Wirkungsgrad erreicht. Erklärt wird dies durch erhöhte Verluste durch eine stärkere Beschleunigung des Wassers beim Eintritt aus dem Oberwasserkanal in die Maschine sowie durch das Auftreten höherer Umdrehungsgeschwindigkeiten, um die gleiche Durchflussmenge verarbeiten zu können.

Weiter konnte im Rahmen der Versuche von Linton (2009) gezeigt werden, welche Auswirkungen ein gegenüber dem angenommenen idealen Unterwasserstand (an der Unterkante der Nabe anstehend) um 50 mm abgesenkter bzw. erhöhter Wasserstand hat. So lieferte der niedrigste Unterwasserstand die höchste Leistung und der höchste Wasserstand signifikant reduzierte Werte. Die auftretenden maximalen Wirkungsgrade waren in allen betrachteten Varianten ähnlich, allerdings wurden die maximalen Wirkungsgrade bei höheren Unterwasserständen bereits bei niedrigeren Durchflussmengen erreicht (Linton, 2009).

Zusätzlich zu den betrachteten fest auf der Nabe der Wasserdruckmaschine montierten Schaufeln wurden in Linton (2009) auch flexible Schaufeln untersucht (Abbildung 33c). Diese lieferten ähnlich wie die starren Schaufeln maximale Wirkungsgrade im Bereich von 80 %. Allerdings konnten diese über einen breiteren Durchflussbereich höhere Werte halten, da geringere Eintauch- und Austauschverluste sowie Turbulenzverluste durch die flexiblen Schaufeln auftraten. Zudem wurden höhere maximale Leistungen gemessen, welche durch höhere maximal zu verarbeitende Durchflüsse ermöglicht wurden. Bei Betrachtung der Wirkungsgrade nur in Bezug auf die Umdrehungsgeschwindigkeit zeigte sich jedoch, dass die Kurven nahezu identisch verlaufen. Entsprechend wird in Linton (2009) angenommen, dass im Bereich der höheren Drehgeschwindigkeiten bei Einsatz der starren Schaufeln die Zellvolumina nicht mehr vollständig gefüllt werden können und bei Verwendung flexibler Schaufeln erhöhte Spaltverluste auftreten, da die Schaufel nicht mehr vollständig abschließen. Aufgrund der relativ weichen Materialien kam es neben der Problematik des mangelhaften Abschließens teilweise auch zu einem Aufrollen bzw. Falten der Schaufeln (Linton, 2009). Auch wurde die Frage nach der Haltbarkeit des Materials für die Lebensdauer einer Kleinwasserkraftanlage aufgeworfen.

4.6. Diskussion der bisherigen Versuchsergebnisse und des Forschungsbedarfs

Die bislang durchgeführten Untersuchungen an Wasserdruckrädern und Wasserdruckmaschinen wiesen hinsichtlich der zu erreichenden mechanischen Wirkungsgrade ein großes Potential auf. Für beide Maschinenarten wurden Werte im Bereich von bis zu 80 % erzielt. Da die Versuche insbesondere für die Wasserdruckmaschine bisher nur in einem kleinen Maßstab durchgeführt wurden (Durchmesser: 450 mm), bestand der Bedarf, diese in einen größeren Maßstab zu übertragen, um hierdurch die Möglichkeit eines Einsatzes der Wasserdruckmaschine in der Natur vorzubereiten sowie mögliche auftretende Skaleneffekte quantifizieren zu können. Hierzu galt es den Labormaßstab ausreichend groß zu wählen. Basierend auf den bisherigen Versuchsergebnissen konnten Schwerpunkte für die im

Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen zur Optimierung der Wasserdruckmaschine gesetzt werden.

Sowohl für die Wasserdruckräder als auch die Wasserdruckmaschine wird in Senior (2009) und Linton (2009) festgestellt, dass sowohl die Wasserspiegellagen als auch der Durchfluss bzw. die Drehzahl einen signifikanten Einfluss auf den Wirkungsgrad aufwiesen. So kam es im Bereich höherer Drehzahlen zu einem deutlichen Abfall der Wirkungsgradkurven, einhergehend mit einem Anstieg der sichtbaren Turbulenz im Wasser (u.a. Wellenbildung im Oberwasser). Linton (2009) weist darauf hin, dass insbesondere für die Wasserdruckmaschine die Lage der Maschine gegenüber den Wasserspiegellagen von großer Bedeutung ist. Aus den genannten Erfahrungen der beschriebenen Versuche wurde daher für die weiteren Untersuchungen vorgesehen, die Aspekte „Einfluss der Wasserstände“ sowie „Einfluss der Drehzahl“ auf den Wirkungsgrad und die Leistungsausbeute der Wasserdruckmaschine vertieft zu betrachten.

Weiterhin wurde in allen bereits durchgeführten Versuchsreihen auf die Bedeutung des Spaltdurchflusses und den damit einhergehenden Verlusten verwiesen. Um diesen Verlustterm zu minimieren, wird u.a. in Linton (2009) empfohlen, den Bodeneinbau unterhalb der Wasserdruckmaschine sorgfältig zu dimensionieren, um einen diagonalen Durchfluss zu vermeiden. Bei weiteren Untersuchungen, insbesondere mit größeren geometrischen Abmessungen, sollten daher sowohl die Gestaltung des Bodeneinbaus als auch die Betrachtung des Einflusses verschiedener Spaltmaße analysiert werden. Darüber hinaus wurde die Betrachtung möglicher Varianten zur Reduzierung der Spaltverluste als empfehlenswert erachtet.

Im Rahmen der bisherigen Untersuchungen an kleinskaligen Wasserdruckmaschinen wurden nur die in Senior (2009) und Linton (2009) beschriebenen Schaufelformen untersucht. Darin wurde darauf hingewiesen, dass sowohl weitere Schaufelformen als auch das seitliche Füllverhalten vertieft betrachtet werden sollte. Diese Aspekte werden im Zuge der in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen berücksichtigt und analysiert. Gleiches gilt für die Gestaltung der Kanäle im unmittelbaren Bereich der Wasserdruckmaschine. In diesem Zusammenhang hat Linton (2009) insbesondere auf die Notwendigkeit einer Betrachtung des unterwasserseitig an die Maschine anschließenden Kanals verwiesen. Die Bedeutung der Betrachtung der Zu- und Auslaufgestaltung wurde im Rahmen der Versuche von Schwyzer (2011) bestätigt.

Ebenfalls in Linton (2009) und Schwyzer (2001) vorgeschlagen wurde eine vertiefte Untersuchung des Anbringens von flexiblen Schaufeln an die Wasserdruckmaschine bzw. das Wasserdruckrad. Dieser Aspekt konnte im Rahmen der vorliegenden Arbeit aufgrund der großen geometrischen Abmessungen des Modells nicht betrachtet werden. Um diesen Ansatz vertieft zu analysieren, scheint es erforderlich den Einsatz flexibler Schaufel zuerst detailliert an einem kleineren Modell zu untersuchen, um nur die am besten geeignete Variante im großen Maßstab einzubauen.

5. Analyse zur Optimierung der Wasserdruckmaschine

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden Versuche an einer Wasserdruckmaschine durchgeführt, welche im Vergleich zu den in Senior (2009) und Linton (2009) beschriebenen Maschinen eine deutlich größere geometrische Abmessung aufwies und damit einhergehend auch signifikant höhere Durchflüsse verarbeiten konnte. Neben der Betrachtung der hydraulischen Komponenten waren die Aspekte „Sedimentdurchgängigkeit“ und „Auswirkungen auf Fische“ von zentraler Bedeutung. Zusätzlich zu den im halbertechnischen Maßstab durchgeführten Versuchen fanden Untersuchungen der Wasserdruckmaschine im Realmaßstab im Freiland statt (u.a. beschrieben in Bozhinova et al., 2012). Es sei darauf hingewiesen, dass die Maschine im Labor bereits der kleinstmöglichen Ausführung für den Einsatz in der Natur entsprach, es sich somit nicht um ein Skalenmodell handelte.

Ziel der hydraulischen Untersuchungen in dem wasserbaulichen Forschungslabor¹⁵ der Technischen Universität Darmstadt war zum einen die Betrachtung der Einflüsse verschiedener Schaufelgeometrien sowie unterschiedlicher Gestaltungen der Ein- und Auslaufsituation und zum anderen die Analyse der Auswirkungen verschiedener Ober- und Unterwasserstände auf das Verhalten sowie den Wirkungsgrad der Wasserdruckmaschine. Weiterhin wurde die Bedeutung der Spaltweiten im Bereich der Schaufelkanten näher untersucht, um Aussagen in Bezug auf konstruktive Gestaltungsmöglichkeiten treffen zu können. Prämisse für die Gestaltung der Wasserdruckmaschine war stets die Wahl einer möglichst einfach anzufertigenden geometrischen Schaufelform, um hierdurch den Konstruktions- und Kostenaufwand zu minimieren. Einen Überblick über die Analyseschwerpunkte gibt Abbildung 34.

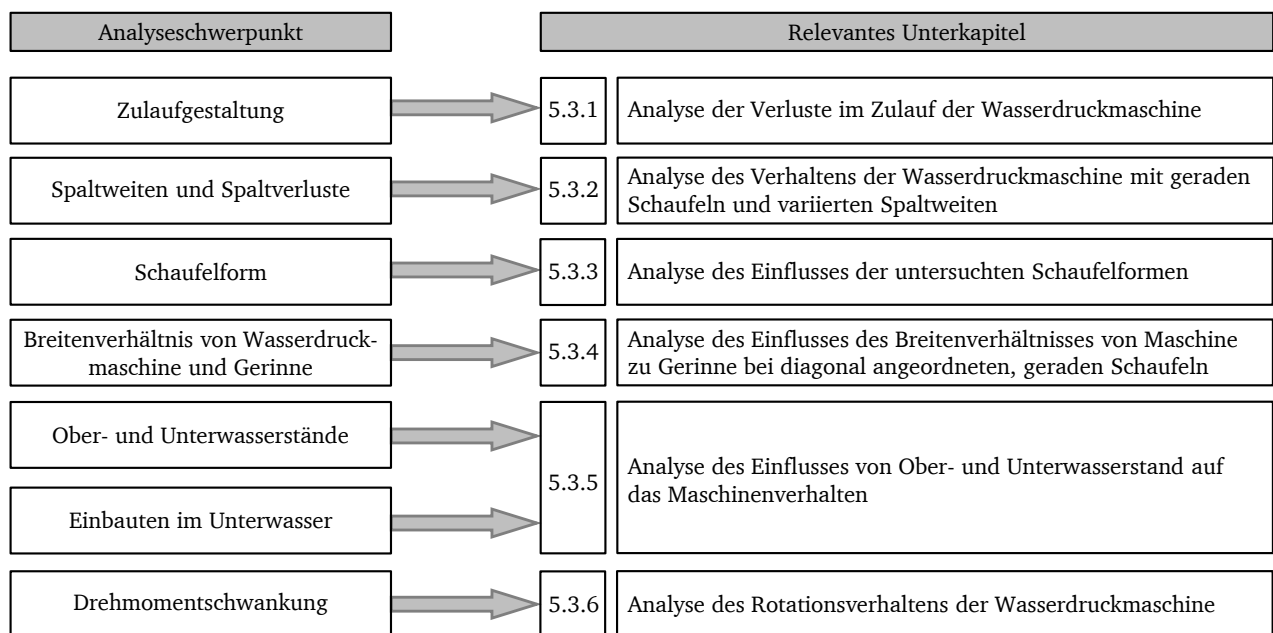


Abbildung 34: Überblick der Analyseschwerpunkte zur Optimierung der Wasserdruckmaschine

Die in Kapitel 4.3 entwickelten Ansätze für eine Theorie zur Beschreibung der an einer Wasserdruckmaschine auftretenden Verluste werden durch die experimentellen Daten modellspezifisch validiert. Hierzu werden die Beiwerte für den Schaufelwiderstand der Wasserdruckmaschine im halbertechnischen Maßstab ermittelt. Im Weiteren werden die Theorieansätze zur Analyse der Ergebnisse der Laboruntersuchungen herangezogen.

Im Folgenden werden zuerst der Versuchsaufbau sowie die Versuchsdurchführung näher erläutert. Daran anschließend werden die Ergebnisse der Versuche im Labor vorgestellt und diskutiert. Da ergänzend zu den Untersuchungen im Labor zwei Prototypen der Wasserdruckmaschine an zwei ver-

¹⁵ bis 2013 Versuchsanstalt für Wasserbau und Wasserwirtschaft

schiedenen Gewässern eingebaut wurden, werden diese Ergebnisse ebenfalls erläutert und den Erfahrungen aus den Laboruntersuchungen gegenübergestellt. Die Betrachtung der Sediment- und Fischdurchgängigkeit erfolgt im Anschluss in Kapitel 6.

5.1. Versuchsaufbau

Die Wasserdruckmaschine wurde in einer Laborrinne des wasserbaulichen Forschungslabors der Technischen Universität Darmstadt installiert (Abbildung 35). Die Oberwasserrinne hatte eine Länge von 15 m, eine Breite von rund 2 m und eine Tiefe von 0,85 m. Die Wasserdruckmaschine selbst wurde im Unterwasserkanal eingebaut, welcher eine Länge von 5 m, eine Breite von 0,99 m und eine Tiefe von 0,6 m besaß. Am Ende des unterstromigen Kanals war ein Wehr angeordnet. Die Ober- und Unterwasserrinne wurden mittels einer Stahlplatte aneinandergestoßen. Unmittelbar vor der Wasserdruckmaschine befand sich in der Rinne ein Sohlabsturz von knapp 0,6 m. In Abhängigkeit von der eingebauten Wasserdruckmaschine und des sich darunter befindenden gekrümmten Bodeneinbaus reduzierte sich die tatsächlich in der Versuchsrinne vorhandene Höhe des Sohlabsturzes (Abbildung 36). Direkt Oberstrom des Absatzes verjüngte sich die Rinne in Fließrichtung kontinuierlich über eine Länge von 3,23 m von 2,05 auf 0,99 m.

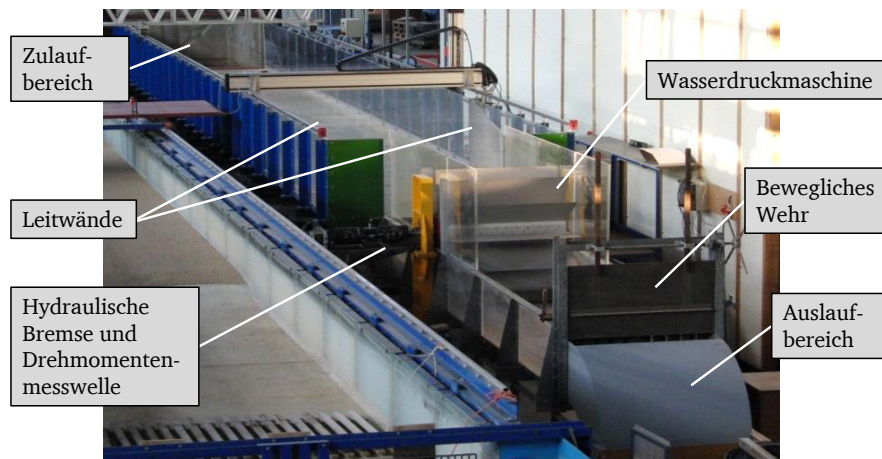


Abbildung 35: Versuchsaufbau im Überblick – Laborrinne mit installierter Wasserdruckmaschine

Die Beaufschlagung der Wasserdruckmaschine bzw. der Rinnen erfolgte über zwei DN200 Rohrleitungen. Hierdurch bestand die Möglichkeit einen maximalen Gesamtdurchfluss von 340 l/s zu dem Versuchsstand zu leiten. Die Regelung des Durchflusses erfolgte mittels zweier Schieber (Zuleitung 1: manuelle Steuerung, Zuleitung 2: computergestützte Steuerung), die Messung durch je ein magnetisch-induktives Durchflussmessgerät (MID) in Zuleitung 1 und 2. Der gesamte Durchfluss wurde in einem Kreislaufsystem geführt.

Die Regulierung des Oberwasserstandes erfolgte über die Veränderung der Maschinendrehzahl. Diese konnte mittels einer hydraulischen Bremse, die an der Achse der Wasserdruckmaschine befestigt war, eingestellt werden. Der Wasserstand im Unterwasser wurde durch das am unterstromigen Rinnenende angebrachte bewegliche Wehr gesteuert. Durch Öffnen oder Schließen der Segmentverschlüsse, die sich um vertikale Achsen drehten, konnte der Wasserstand abgesenkt oder erhöht werden. Dabei galt es zu beachten, dass auch die Änderung des Unterwasserstandes Einfluss auf die Maschinendrehzahl hatte und hieraus wiederum eine Beeinflussung des Oberwasserstandes resultierte.

Die Messung der Wasserstände in der Rinne erfolgte mittels Ultraschallsensoren, die über außerhalb der Rinne befestigten Standzylindern angebracht waren. Die Zylinder wurden mittels flexibler Schläuche mit den Rinnenböden verbunden. Die Erfassung der Maschinenleistung erfolgte durch die Messung des Drehmomentes und der Drehzahl mittels einer Drehmomenten-Messwelle, welche zwischen Wasserdruckmaschine und hydraulischer Bremse angeordnet war. Ergänzend wurde die Drehzahl mittels

eines höher auflösenden Inkrementalgebers aufgezeichnet. Zusätzlich konnten Strömungsgeschwindigkeiten im Oberwasser mit einem Geschwindigkeitsmessgerät (Acoustic Doppler Velocimeter) erfasst werden. Alle Messgrößen (Durchfluss, Wasserstände, Drehmoment, Drehzahl, Geschwindigkeiten) wurden zentral an einem Computer aufgezeichnet und gespeichert. Weitere Informationen und Details zu der verwendeten Messapparatur sind in *Anhang B* zu finden.

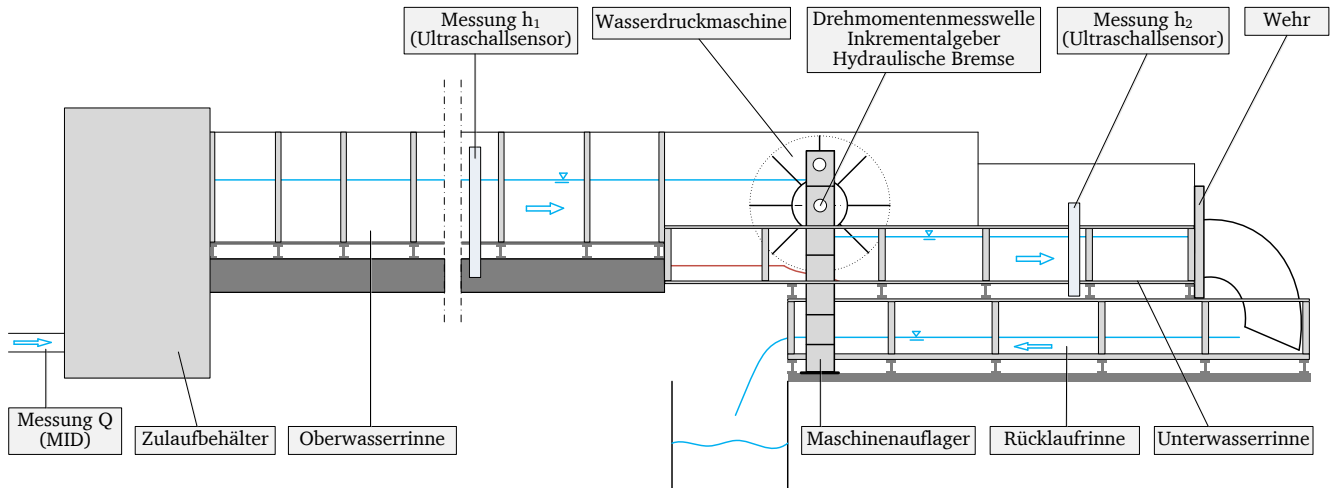


Abbildung 36: Schema des Versuchsaufbaus (ohne Maßstab)

Die eingebaute Wasserdruckmaschine besaß einen Gesamtdurchmesser von 1.200 mm. Die geschlossene Nabe nahm dabei einen Durchmesser von 400 mm ein und die Schaufeln wiesen Längen von 400 mm auf. Die Anzahl der eingesetzten Schaufeln betrug zwischen 10 und 12. Die Breiten der Maschine wurden im Bereich zwischen 470 und 970 mm variiert. Die Wahl der geometrischen Abmessungen basierte auf zwei Prämissen. Zum einen sollte eine geometrischen Ähnlichkeit zu der Wasserdruckmaschine, welche bereits in Untersuchungen an der Universität Southampton betrachtet wurde, hergestellt werden, um die Untersuchungen innerhalb einer Modellfamilie zu belassen (vgl. Kapitel 4.5). Zum anderen sollten die Versuche in einem halbertechnischen Maßstab durchgeführt werden, um Aussagen auf Grundlage einer nachvollziehbaren Ursachen-Wirkungsbeziehung treffen zu können.

Unterhalb und seitlich der Wasserdruckmaschine wurden der Radgeometrie angepasste Einbauten aus Beton installiert. Diese verhinderten, dass Wasser ungenutzt unterhalb oder seitlich der Schaufeln durchströmen konnte. Das eingebaute Bodensegment unterhalb der Wasserdruckmaschine wies dabei immer eine der Radgeometrie angepasste Krümmung auf. Aufgrund der für die Wasserdruckmaschine gewählten Größe bedeutete jeder Umbau einen erheblichen Aufwand.

5.2. Versuchsdurchführung

Im Rahmen der Untersuchungen wurden drei verschiedene Schaufelformen, vier verschiedene Spaltweiten und drei unterschiedliche Verhältnisse von Rinnen- zu Radbreite untersucht. Weiterhin wurden verschiedene Seiten- und Bodeneinbauten im unmittelbaren Unterwasserbereich der Wasserdruckmaschine analysiert. Bei den betrachteten Schaufelformen handelte es sich um gerade, gebogene und diagonal angeordnete, gerade Schaufeln (Abbildung 37). Details zur Konstruktion der untersuchten Schaufelvarianten sind in *Anhang C* aufgeführt.

Die 12 geraden Schaufeln wurden radial auf der Nabe angeordnet. Mittels dieser Schaufelform wurde der Effekt unterschiedlicher Spaltweiten zwischen Schaufelkante und Rinnenboden untersucht. Diese Betrachtung ist insbesondere in Bezug auf Durchgängigkeit von Sediment von Bedeutung. Wird Sediment zu dem Rad transportiert, kann sich dieses unter Umständen zwischen den Schaufeln und den Bodeneinbauten verklemmen und hierdurch zu einer Schädigung des Rades führen. Größere Spaltabmessungen sind im Hinblick auf eine schadlose Durchgängigkeit vorteilhaft, in Bezug auf hydraulische

Verluste jedoch zu vermeiden. Um die entstehenden Spaltverluste zu quantifizieren, wurden Spaltmaße von 5, 20, 30 und 60 mm durch Kürzen der Schaufeln und Anbringen von Gummidichtungen an den Schaufelspitzen eingestellt.



Abbildung 37: Betrachtete Schaufelformen: a. Gerade Schaufeln, b. Gebogene Schaufeln und c. Diagonal montierte Schaufeln

Für die Untersuchung der Geometrie der gebogenen Schaufeln wurde ebenfalls eine Anzahl von 12 Schaufeln gewählt. Die gebogenen Schaufeln standen radial auf der Nabe. Bis zu einem Abstand von 147 mm zur Nabe waren diese gerade und wiesen erst danach eine kreisförmige Krümmung mit einem Radius von 240 mm auf. Die Wahl der Schaufelform erfolgte in Anlehnung an die Schaufelgeometrie eines Zuppinger-Wasserrades. Sowohl die geraden als auch die gebogenen Schaufeln wurden aus Edelstahl (V2A) mit einer Materialstärke von 3 mm gefertigt.

Die diagonal angeordneten geraden Schaufeln waren in einem Winkel von 20° auf der Nabe montiert. Die Schaufelanzahl betrug aus geometrischen Gründen und zur Vermeidung einer zu starken Verringerung der für das Wasser zur Verfügung stehenden Einströmfläche 10 Schaufeln. Die Schaufeln wurden aus Stahlblechen mit Dicken von 3 mm hergestellt.

Die diagonal montierten Schaufeln wurden in drei verschiedenen Verhältnissen von Wasserdruckmaschinen- zu Rinnenbreite getestet. Die untersuchten Verhältnisse waren: 1:1, 1:1,3 und 1:2. Dies ermöglichte die Betrachtung verschiedener Ein- und Ausströmkonfigurationen. Zur Vermeidung signifikanter Wasserverluste aufgrund der Reduzierung der Maschinenbreite mussten an den Seiten Betoneinbauten installiert werden (Abbildung 38b und c).

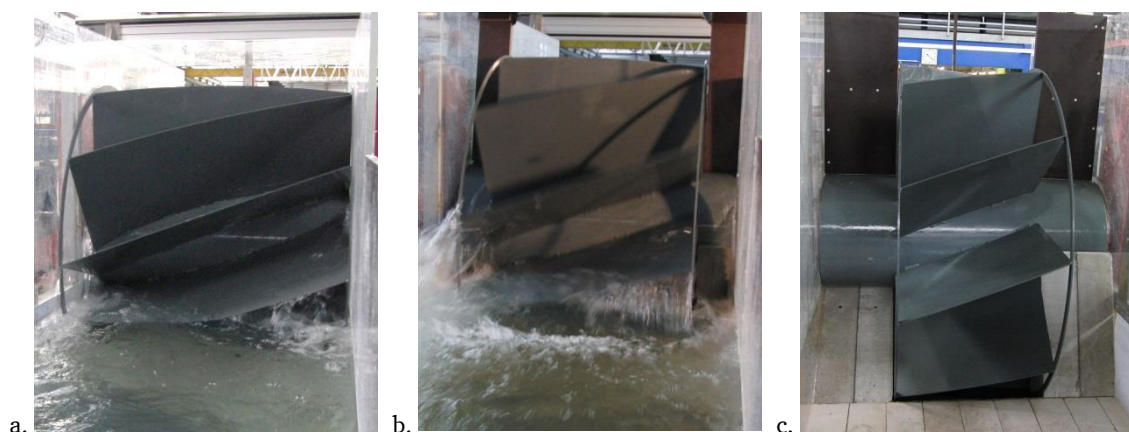


Abbildung 38: Varianten der Wasserdruckmaschine mit Wasserdruckmaschinen- zu Rinnenbreite im Verhältnis a. 1:1 (Blick von Unterwasser), b. 1:1,3 (Blick von Unterwasser) und c. 1:2 (Blick von Oberwasser)

Im Unterwasser der Wasserdruckmaschine wurden für einige Versuche Leitwände eingebaut. Hierdurch konnte zum einen der Effekt von auf beiden Seiten eingebrachten Leitwänden mit einer Aufweitung von 8 Grad und zum anderen von einem seitlichen Einbau, welcher das linksseitige Aus-

strömen des Wassers aus der Wasserdruckmaschine verzögerte, untersucht werden. Ergänzend fand eine Analyse der Auswirkungen des Einbringens einer erhöhten Bodenplatte statt, die ein Gefälle von ca. 1 % aufwies und sich bis zum Ende der Aufweitung erstreckte.

Jede der beschriebenen Varianten wurde mit verschiedenen Ober- zu Unterwasserverhältnissen getestet (Abbildung 39). Die Betrachtung des Oberwassers erfolgte von einer Einstauhöhe auf Maschinenachse ($h_1 = 615 \text{ mm}$) bis zu einem Wasserstand von 100 mm über der Nabenoberkante ($h_1 = 915 \text{ mm}$). Das Unterwasser wurde zwischen einem Wasserstand direkt unterhalb der Nabe ($h_2 = 400 \text{ mm}$) bis zu einer Lage von 400 mm unterhalb der Nabe ($h_2 = 0 \text{ mm}$) variiert.

In Abbildung 39 kennzeichnet die gestrichelte Linie das Niveau, auf welches die Wasserstände bezogen werden. Durch die Einführung dieses Bezugsniveaus bleiben mögliche Einbauten unterhalb der Maschine unberücksichtigt und die in Kapitel 4.2 und 4.3 vorgestellte bzw. entwickelten Ansätze zur theoretischen Beschreibung der Wasserdruckmaschine können direkt angewendet werden, da sich h_1 und h_2 in der Theorie und bei der Auswertung der Messergebnisse hierdurch auf einen identischen Horizont beziehen.

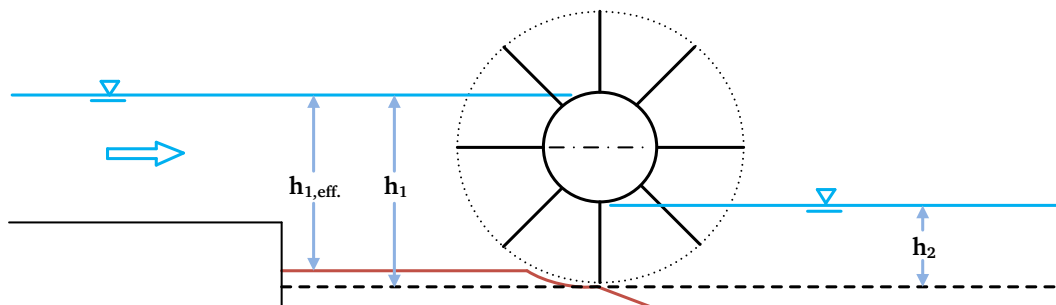


Abbildung 39: Definition der Wasserstände im Ober- und Unterwasser der Wasserdruckmaschine

Die maximal eingestellten Durchflüsse im Rahmen der Modellversuche betrugen 225 l/s. Die Drehzahl bewegte sich in einem Bereich zwischen 1 und 22 U/min. Die Begrenzung des Durchflusses und der Drehzahl resultierte aus den geometrischen Abmessungen der Wasserdruckmaschine sowie der vorhandenen Rinnengeometrie.

Vor Durchführung eines Einzelversuchs wurden ein bestimmter Oberwasser- und Unterwasserstand als Zielwasserstände definiert. Diese sollten für einen ebenfalls festgelegten Durchfluss erreicht werden. Die Festsetzung einer Zielvorgabe für ausgewählte Parameter war erforderlich, um zu vermeiden, dass sich im Rahmen einzelner Versuche zu viele Parameter gleichzeitig ändern und hierdurch die Vergleichbarkeit zwischen den einzelnen Versuchsreihen nicht mehr gewährleistet wäre.

Die Regelung der Wasserstände erfolgte durch das unterstromig angeordnete Wehr und die Regulierung der Maschinendrehzahl mittels der hydraulischen Bremse. Die Einstellung einer solchen Konstellation dauerte abhängig von der gewünschten Konfiguration und äußeren Randbedingungen wie Temperatur und Luftfeuchte zwischen 15 und 60 Minuten. Sobald ein stationärer Zustand erreicht war, wurden die Daten über ein Messintervall von 2 bis 5 Minuten aufgezeichnet.

Die Bestimmung der Leistungscharakteristik der Maschine erfolgte im Anschluss durch Mittelung der erhobenen Messwerte. Dabei berechnet sich die auftretende Maschinenleistung aus

$$P_{\text{Messung}} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M \quad [\text{W}] \quad 5.1$$

mit n Drehzahl [1/min]
 M Drehmoment [Nm]

und die hydraulische Leistung P_{hyd} ergibt sich entsprechend Formel 4.21 zu:

$$P_{hyd} = \rho \cdot g \cdot v_1 \cdot h_1 \cdot (h_1 - h_2) \cdot b = \rho \cdot g \cdot Q \cdot (h_1 - h_2) \quad [W] \quad 5.2$$

Die im Rahmen der Versuchsanalyse in dieser Arbeit dargestellten Wirkungsgrade bestimmen sich aus dem Verhältnis von gemessener Maschinenleistung $P_{Messung}$ zu hydraulischer Leistung P_{hyd} :

$$\eta = \frac{P_{Messung}}{P_{hyd}} \quad [-] \quad 5.3$$

Neben der rein hydraulischen Betrachtung der Wasserdruckmaschine wurden im Rahmen der Versuche die Durchgängigkeit für Fische sowie Sediment und Treibgut näher betrachtet. Es sollte dabei untersucht werden, ob und in welchem Umfang die Durchgängigkeit gegeben ist, um hiervon ausgehend Handlungsempfehlungen für die Ausführung einer Wasserkraftanlage mit installierter Wasserdruckmaschine ableiten zu können. Ergänzend galt es insbesondere in Bezug auf die transportierten Sediment- und Treibgutfrachten die Frage nach einer potentiellen Schädigung der Maschine näher zu betrachten.

Zur Untersuchung der Durchgängigkeit für Sedimente wurde unmittelbar im Oberstrom des Rades Sediment in verschiedener Körnung zugegeben und die Auswirkungen der Wasserdruckmaschine auf dieses deskriptiv analysiert. Gleiches Vorgehen wurde für die Betrachtung der Passierbarkeit von Treibgut wiederholt. Als Treibgutersatz wurde Kunstharz-Schaumstoff eingesetzt, da dieser sehr gute Schwimmigenschaften aufweist, sich mit Wasser vollsaugen kann und sehr weich ist. Bei einer Passage durch die Maschine konnte im unmittelbaren Nachgang gut überprüft werden, ob ein Verklemmen zwischen Schaufel und Bodeneinbauten bzw. Seitenwänden oder ein Berühren mit der Schaufel stattgefunden hatte.

Als weitere Durchgängigkeitsbetrachtung erfolgte eine Untersuchung des Verhaltens von Fischen im Oberstrombereich der Wasserdruckmaschine in der Laborrinne. Hierzu wurden wiederholt Verhaltensbeobachtungen durchgeführt, um das Anschwimm- bzw. Verdriftungsverhalten verschiedener Fischarten gegenüber verschiedener hydraulischer Einstellungen für die Wasserdruckmaschine zu analysieren. Auf diese Untersuchungen wird detailliert in Kapitel 6.3 und 6.6 eingegangen.

5.3. Analyse und Ergebnisse der Versuche

Im Folgenden werden die Versuchsergebnisse für die Wasserdruckmaschine im Detail unter folgenden Aspekten analysiert (vgl. Abbildung 40):

- (1) Verluste im Zulauf
- (2) Verhalten der Wasserdruckmaschine mit geraden Schaufeln auf variierte Spaltweiten
- (3) Einfluss verschiedener Schaufelformen
- (4) Einfluss des Verhältnisses von Maschinen- zu Rinnenbreite
- (5) Auswirkungen verschiedener Ober- und Unterwasserstände
- (6) Schwankungen des Drehmoments
- (7) Auswirkungen des Einbaus von Leitwänden im Unterwasser

Diese Betrachtungen finden unter Einbeziehung der in Kapitel 4.3 entwickelten Ansätze zur Beschreibung der Verluste an einer Wasserdruckmaschine statt. Hierdurch erfolgt zum einen eine modellspezifische Validierung der entwickelten Ansätze, indem die Beiwerte zur Beschreibung der Verluste aus dem Schaufelwiderstand empirisch bestimmt werden und zum anderen kann eine Analyse der einzelnen auftretenden Verlustarten durchgeführt werden.

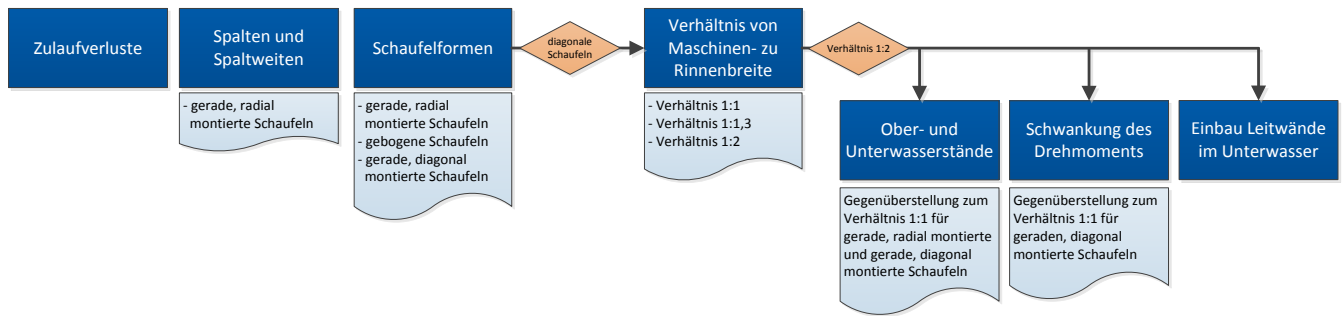


Abbildung 40: Ablauf der Analyse der Versuchsergebnisse für die Wasserdruckmaschine

Für die einheitliche Betrachtung der Versuchsergebnisse wird ein Entwurfsdurchfluss Q_E eingeführt, welcher auf Grundlage einer Entwurfsdrehzahl von 15 Umdrehungen pro Minute ermittelt wird.

Der Entwurfsdurchfluss ist entsprechend wie folgt definiert:

$$Q_E = \frac{V_{WDM} \cdot n_E}{60 \frac{s}{min}} \quad [m^3/s] \quad 5.4$$

mit V_{WDM} Volumen der Wasserdruckmaschine [m^3]
 n_E Entwurfsdrehzahl (15 Umdrehungen pro Minute) [1/min]

Dabei berechnet sich das Volumen der Wasserdruckmaschine V_{WDM} aus dem gesamten freien Volumen in der Maschine, welches mit Wasser gefüllt werden könnte (siehe Formel 4.33). Der Entwurfsdurchfluss Q_E stellt somit eine maschinenspezifische Größe dar. Eine Beaufschlagung der Maschine über den Entwurfsdurchfluss hinaus ist möglich, allerdings ist davon auszugehen, dass mit zunehmender Überschreitung die auftretenden Verluste deutlich ansteigen.

In *Anhang D* sind die den nachfolgenden Analysen zugrunde liegenden Einzelmesswerte in tabellarischer Form dargestellt.

5.3.1. Analyse der Verluste im Zulauf zur Wasserdruckmaschine

In der Versuchsrinne befand sich Oberstrom der Wasserdruckmaschine sowohl eine kontinuierliche Verengung der lichten Rinnenweite als auch eine Stufe im Rinnenboden (Abbildung 41). Diese Rinnekonfiguration wurde gewählt, um den örtlichen Gegebenheiten an Kleinwasserkraftstandorten Rechnung zu tragen. Beispielsweise existiert an ehemaligen Mühlenstandorten, ein in der Realität potentiell Einsatzgebiet der Wasserdruckmaschine, an der früheren Einbaustelle des Wasserrades meist noch ein Absturzbauwerk. Dieser Gegebenheit wird mit der Stufe im Rinnenboden entsprochen. Analog bildet die Verengung der lichten Rinnenweite den Verlauf eines breiten Zulaufkanals nach, von welchem das Wasser in den unmittelbaren Nahbereich der Wasserdruckmaschine geleitet wird.

In der Versuchsrinne fand über eine Strecke von 3.230 mm eine lineare Verjüngung der lichten Breite von 2.046 mm auf 994 mm statt. Dies entspricht einem Winkel von jeweils $9,2^\circ$ (Abbildung 41a). Der Verjüngungswinkel wurde vorrangig aus hydraulischen Gründen so gering gewählt, um zum einen das Auftreten von schießendem Abfluss und zum anderen Verlusten durch Strömungsablösungen an den Seitenwänden nach Möglichkeit zu vermeiden. Zusätzlich ergaben sich durch die vorhandene Anordnung der Rinnestützen in einem festen Raster konstruktive Einschränkungen zum Befestigen der Leitwände.

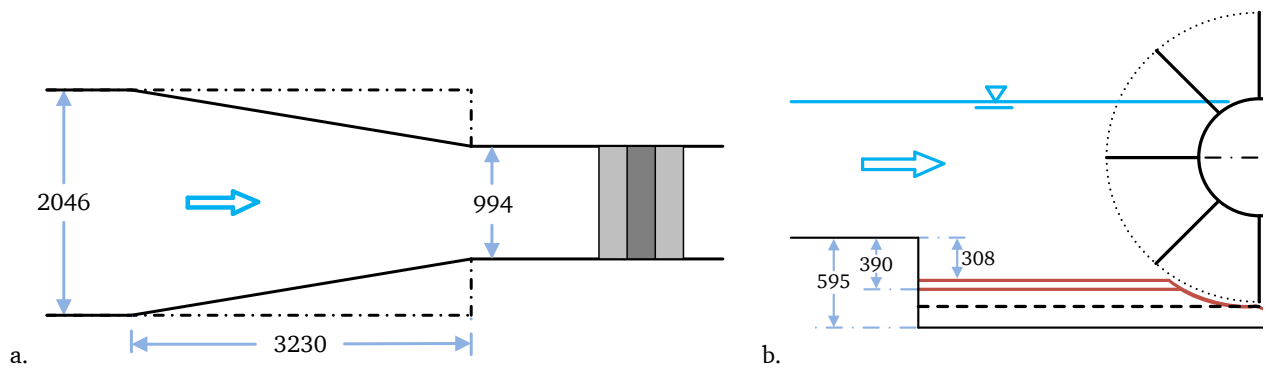


Abbildung 41: Geometrische Gestaltung des Zulaufs zur Wasserdruckmaschine: a. Draufsicht und b. Ansicht (mit zwei effektiven Stufentiefen, Einheiten: mm, ohne Maßstab)

Unmittelbar nach der Verjüngung vergrößerte sich der Fließquerschnitt durch eine Stufe im Rinnenboden, entsprechend einem Absturzbauwerk. Für die Versuche mit geraden, radial montierten sowie gebogenen Schaufeln betrug die effektive Stufentiefe 390 mm, für die diagonal montierten Schaufeln reduzierte sich diese aus konstruktiven Gründen auf 308 mm. Um einen optimalen Abschluss zwischen Ober- und Unterwasser zu erzielen, musste der sich unterhalb der Wasserdruckmaschine befindende gekrümmte Betoneinbau in Abhängigkeit der verwendeten Schaufelgeometrie für die diagonal montierten Schaufeln in Richtung des Oberwassers etwas höher ausgeführt werden. Hierdurch wurde vermieden, dass bei dieser Schaufelkonfiguration aufgrund einer nicht ausreichenden Bogenlänge des Betoneinbaus eine diagonale Durchströmung im unteren Schaufelbereich der Wasserdruckmaschine auftreten konnte (vgl. Kapitel 4.5).

Unmittelbar nach der Sohlstufe war aufgrund der unvermittelten Aufweitung nicht mehr der volle Querschnitt abflusswirksam. Es bildete sich eine Ruhezone mit niedrigen Rückströmgeschwindigkeiten im sohn nahen Bereich aus (Abbildung 41b, Bereich unmittelbar nach Sohlstufe). Es zeigte sich, dass der gesamte Fließquerschnitt erst in einem Abstand von der Stufe wieder vollständig nutzbar war.

Die Beeinflussung des Oberwasserspiegels durch die Verjüngung der Querschnittsbreite und die anschließende Erweiterung der Querschnittstiefe wurde experimentell betrachtet. Abhängig von der Wasserspiegellage und den eingestellten Durchflüssen kam es dabei im Bereich der Verjüngung, hervorgerufen durch die Beschleunigung des Abflusses, zu einem leichten Absinken des Wasserspiegels. Dabei zeigte sich, dass dieser Effekt mit Zunahme des Abflusses stärker ausgeprägt war. Dass es nicht unmittelbar nach der Stufe zu einem Anstieg des Wasserspiels kam, lässt sich mit der nicht vollständig genutzten Tiefe des Querschnitts erklären. Erst im weiteren Zustrom zur Maschine und der damit einhergehenden Strömungsumlenkung nach unten und in die Schaufelzwischenräume hinein wurde der untere Fließquerschnitt wieder abflusswirksam. Der Wasserspiegel stieg als Folge in unmittelbarer Nähe zur Wasserdruckmaschine wieder an.

Zusätzlich zu der Messung der Wasserspiegellage im Oberwasser, welche 3.830 mm Oberstrom der Sohlstufe erfolgte, wurden an drei weiteren Stellen zwischen Sohlstufe und Wasserdruckmaschine die Wasserspiegellagen mittels Maßbandablesung bestimmt. Diese Betrachtung wurde für vier verschiedene Oberwasserstände in Kombination mit unterschiedlichen Durchflüssen durchgeführt. Die grafische Darstellung der Messungen findet sich in *Anhang E*. Abhängig vom Durchfluss und dem eingestellten Oberwasserstand ergaben sich zwischen der Oberwassermessstelle und der Messstelle unmittelbar vor der Wasserdruckmaschine Differenzen zwischen 0,4 und 84,8 mm. Hierbei gilt es zu beachten, dass erst ab Oberwasserständen, welche mindestens 150 mm unterhalb der Nabenoberkante anstanden ($h_1 = 665$ mm), eine signifikante Beeinflussung im Zustrombereich auftrat. Für höhere Oberwasserstände können die festgestellten Effekte als vernachlässigbar eingestuft werden (Abweichungen < 10 mm), insbesondere da die Ablesegenauigkeit der Wasserstände im Nahbereich der Wasserdruckmaschine mit ± 5 mm anzunehmen ist. Entsprechend der durchgeführten experimentellen Betrachtungen wurden für Oberwasserstände unterhalb von $h_1 = 665$ mm eine Korrektur des anzuset-

zenden Oberwasserstandes für die Berechnung der hydraulischen Leistung und des Wirkungsgrades vorgenommen.

5.3.2. Analyse des Verhaltens der Wasserdruckmaschine mit geraden Schaufeln und variierten Spaltweiten

Um eine erste Einschätzung des Verhaltens der Wasserdruckmaschine in einem größeren Maßstab vornehmen zu können, wurden Untersuchungen an einer Maschine mit geraden Schaufeln, welche radial auf der Nabe befestigte waren, durchgeführt. Im Zuge dieser Versuche ließ sich bereits bei Drehzahlen von 4 bis 5 U/min eine starke Wellenbildung im Oberwasser beobachten, wobei sich die induzierten Wellen in Richtung des Oberwassers bewegten. Das Einströmen des Wassers in die Schaufelzwischenräume fand dabei pulsierend und nicht kontinuierlich statt. Nach dem ersten Einströmen des Wassers in den Schaufelzwischenraum kam es beim Eintauchen der nachfolgenden Schaufel stets zu einem erneuten Herausdrängen von Wasser aus dem Zellvolumen (Abbildung 42). Hierdurch traten mit Zunahme der Rotationsgeschwindigkeit starke Verwirbelungen und Turbulenzen auf. Am deutlichsten waren diese an den Schaufelkanten ausgeprägt, wo zum Teil signifikant Luft eingetragen wurde. Diese Lufteinschlüsse lösten sich im weiteren Verlauf unter Wasser als Wirbel von den Schaufelenden ab. Die Verluste traten somit nicht nur während der unmittelbaren Eintauchphase der Schaufel in den Wasserkörper auf, sondern waren auch während der weiteren Schaufelbewegung durch das Wasser vorhanden. Zusätzlich resultierte aus dem Auftreffen der Schaufeln auf das Oberwasser eine starke Geräuschentwicklung. Aufgrund der Summe negativer Auswirkungen erschien der Winkel des Auftreffens auf das Oberwasser als nicht ideal und somit optimierbar.

Im Unterwasser konnte ab Durchflüssen von etwa 120 l/s, entsprechend einem Drehzahlbereich von 5 bis 6 U/min, ein Anheben von Wasser über den Unterwasserspiegel hinaus beobachtet werden, da das in den Zellen befindliche Wasser nicht ausreichend schnell abfließen konnte. Es ist anzunehmen, dass dies ebenfalls zu Verlusten führte. Eine ergänzende fotografische Dokumentation des Verhaltens der Maschine ist in *Anhang F* zu finden.



Abbildung 42: Darstellung des Befüllvorgangs der Schaufelzwischenräume für eine Wasserdruckmaschine mit geraden, radial montierten Schaufeln ($Q = 138,4 \text{ l/s}$, $n = 7,3 \text{ U/min}$, $h_1 = 811 \text{ mm}$), a. Einströmen des Wassers in den Schaufelzwischenraum, b. Herausdrängen von Wasser aus dem Zwischenraum durch die nachfolgende Schaufel, c. Wellenbildung vor Beginn der Befüllung des nächsten Zwischenraums

In Abbildung 43 sind die Wirkungsgradverläufe und Leistungskurven für die geraden Schaufeln für verschiedene Kombinationen von Ober- und Unterwasserständen gegenübergestellt. Der Entwurfsdurchfluss Q_E betrug $240,30 \text{ l/s}$. Bei Analyse der in Abbildung 43a dargestellten Messergebnisse wird deutlich, dass sich die maximalen mechanischen Wirkungsgrade, welche im Durchflussbereich von $0,25$ bis $0,45 Q_E$ liegen, zwischen den betrachteten Konfigurationen nur geringfügig unterscheiden.

Der höchste gemessene Wirkungsgrad liegt für Wasserstände von $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 200$ mm bei rund 55 %.

Es zeigt sich, dass es mit Zunahme des Durchflusses zu deutlichen Abweichungen in den Wirkungsgradverläufen kommt. Bei Unterwasserständen von $h_2 = 400$ mm fallen die Kurven ab etwa $0,45 Q_E$ auffallend schnell ab und weisen somit ein deutlich schlechteres Teillastverhalten auf, als dies für $h_2 = 200$ mm der Fall ist. Der Beginn des Absinkens der Wirkungsgrade geht einher mit der im Rahmen der Versuche beobachteten Tendenz, dass beim Austauschen der Schaufeln verstärkt Wasser über den Unterwasserspiegel hinaus befördert wird. Dieses Wasservolumen betrug im höheren Durchflussbereich ab etwa 160 l/s ($0,66 Q_E$) bis zu 40 % der Volfüllung einer Zelle.

Bei den Wirkungsgradverläufen ist in Bezug auf den eingestellten Oberwasserstand ein Trend dahingehend zu erkennen, dass bei höheren Oberwasserständen ($h_1 = 915$ mm) um etwa 5 Prozentpunkte ($0,05$) geringere maximale Wirkungsgrade erreicht werden. Mit zunehmendem Durchfluss (ab $0,5 Q_E$) ist für Unterwasserstände von $h_2 = 200$ mm kein eindeutig negativer Effekt für den höheren Oberwasserstand zuerkennen. Für $h_2 = 400$ mm führt der höhere Oberwasserstand sogar zu leicht höheren Wirkungsgraden. Bei niedrigerem Unterwasserstand scheint somit im höheren Drehzahlbereich die vorhandene Oberwasserspiegellage nur eine untergeordnete Rolle einzunehmen, wohingegen sich in diesem Bereich für höhere Unterwasserstände ein oberhalb der Nabenoberkante anstehendes Oberwasser ($h_1 = 915$ mm) positiv auswirkt.

Bei Betrachtung der Leistungskurven zeigt sich, dass mit Zunahme der Fallhöhe auch die gemessene Leistung der Wasserdruckmaschine zunimmt (Abbildung 43b). Bei einem im Unterwasser um 200 mm reduzierten Wasserstand traten deutliche Leistungserhöhungen auf, die sich ab einem gemessenen Durchfluss von $0,3 Q_E$ ($72,1$ l/s) verstärkt bemerkbar machten. Im Bereich von $0,65 Q_E$ ($156,2$ l/s) beträgt der Unterschied bis zu 400 W. Die Erhöhung der Leistung wird durch den erhöhten Wasserdruckunterschied erreicht, welcher an den einzelnen Schaufeln ansteht. Demgegenüber führt ein erhöhter Oberwasserstand ($h_1 = 915$ mm) lediglich zu geringfügigen Leistungssteigerungen im Bereich von bis zu 70 W. Es scheint, als würde ein Teil der theoretisch möglichen höheren Leistung durch steigende Verluste wieder reduziert werden, welche durch das frühere Eintauchen der Schaufeln in das Oberwasser und den hieraus resultierenden längeren Schaufelweg durch das Wasser hervorgerufen werden dürften. Eine experimentelle Untersuchung war aufgrund des komplexen Ursachen-Wirkungsgefüges nicht möglich.

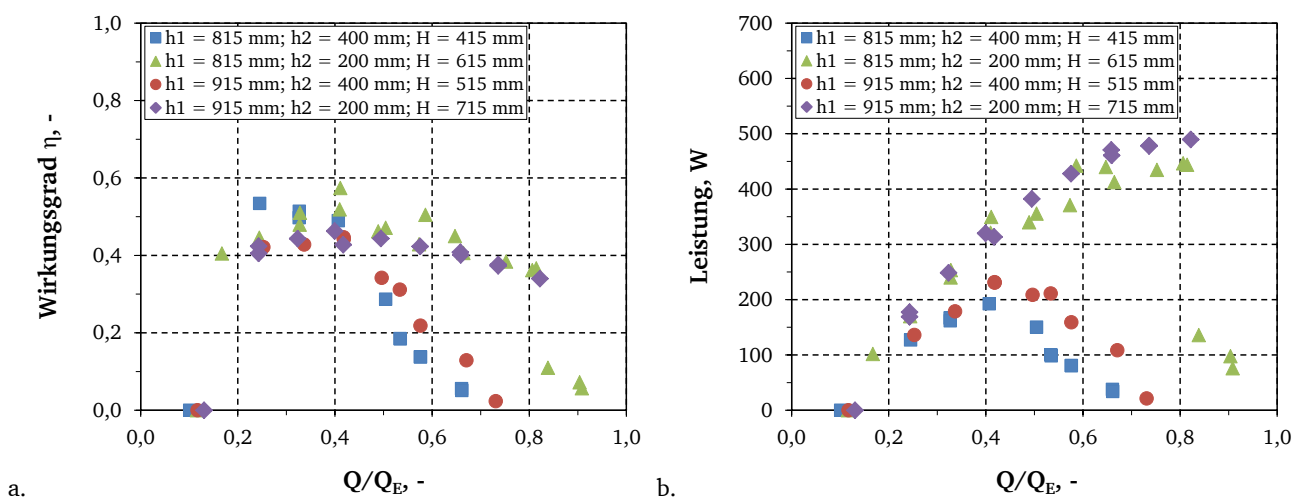


Abbildung 43: Einfluss des Verhältnisses der Wasserspiegellagen im Ober- und Unterwasser bei geraden Schaufeln und gemessenen Durchflüssen auf a. den Wirkungsgrad und b. die Leistung

Bei der Analyse der von der Wasserdruckmaschine verarbeiteten Wassermenge wird deutlich, dass sich diese in Abhängigkeit von dem Unterwasserstand erheblich unterscheidet. So beträgt der gemessene

Durchfluss bei einer Umdrehungsgeschwindigkeit von etwa 9 U/min für den Fall $h_2 = 400$ mm rund 158 l/s ($h_1 = 815$ mm) bzw. 161 l/s ($h_1 = 915$ mm) und für den Fall $h_2 = 200$ mm rund 195 l/s ($h_1 = 815$ mm) bzw. 197 l/s ($h_1 = 915$ mm). Bei reduziertem Unterwasserstand wird somit ein deutlich höherer Durchfluss verarbeitet, der wie in Abbildung 43a dargestellt auch mit einem besseren Teillastverhalten des Wirkungsgrades einhergeht. Auf dieses Verhalten wird in Kapitel 0 bei der Betrachtung des Einflusses des Unterwasserstandes auf das Verhalten einer Wasserdruckmaschine näher eingegangen.

Auf eine Einbeziehung der in Kapitel 4.3 entwickelten Ansätze zur theoretischen Beschreibung der Wasserdruckmaschine wird an dieser Stelle vorerst verzichtet, da in diesem ersten Analyseschritt ausschließlich auf die Wirkungszusammenhänge eingegangen wird. Der Bezug zwischen den Ergebnissen der Modellversuche und der vorgestellten Theorie wird ab Kapitel 5.3.3 hergestellt.

Bei den voranstehenden Betrachtungen wurden bislang ausschließlich die im Rinnenzulauf gemessenen Durchflüsse angesetzt. In den nachfolgenden Abschnitten erfolgt nun eine differenzierte Betrachtung der an der Wasserdruckmaschine auftretenden Spaltverluste sowie des aufgrund dieser Verluste reduzierten, wirksamen Durchflusses. Dabei wird zum einen auf die auftretenden minimalen Spaltverluste, welche sich konstruktionsbedingt nicht vollständig vermeiden lassen und zum anderen auf Verluste durch bewusst gewählte größere Spaltöffnungen eingegangen, welche mittels Gummidichtungen abgeschlossen werden konnten.

Exkurs: Spaltverluste

Zwischen den Rinnenwänden bzw. dem Rinnenboden und den Schaufelkanten bzw. Nabenenden der Wasserdruckmaschine müssen stets minimale Spalte vorhanden sein. Dieses Mindestspaltmaß ist erforderlich, damit ein Verklemmen bzw. Verkeilen der Maschine mit dem umgebenden Gerinne ausgeschlossen werden kann. Um die Durchflussverluste aufgrund von Spalten (Spaltverluste) im Bereich unterhalb der Wasserdruckmaschine gering zu halten, wurde dort ein gekrümmter Bodeneinbau eingesetzt (siehe u.a. Abbildung 37). Eine Definition der Spaltverluste kann Tabelle 3 entnommen werden. Die vorhandenen Spaltweiten der Modellwasserdruckmaschine bewegten sich im Bereich zwischen 1,1 und 5,3 mm.

Für die betrachteten Wasserdruckmaschinenkonfigurationen wurde bei Stillstand des Rades zuerst der statische Spaltverlust bestimmt und danach Durchflüsse in einem Bereich zwischen 40 und 225 l/s eingestellt. Alternativ zur Messung können die Spaltverluste auch entsprechend der in Kapitel 4.3.3 dargestellten Theorie zur Beschreibung dieser Verluste theoretisch bestimmt werden ($Q_{\text{Spalte,Th}}$). Des Weiteren besteht die Möglichkeit, diese Verluste aus der Differenz zwischen dem wirksamen Durchfluss Q_{ideal} und dem gemessenen Durchfluss Q_{mess} zu ermitteln. Der wirksame Durchfluss lässt sich mit Hilfe der Drehzahl und des füllbaren Wasserdruckmaschinenvolumens bestimmen (vgl. Formel 4.32 und 4.33).

In Abbildung 44a sind für verschiedene Schaufelformen ($b = 970$ mm) die gemessenen Durchflüsse über der Drehzahl aufgetragen. Ergänzend werden in Abbildung 44b für eine Wasserdruckmaschine mit $b = 470$ mm und diagonal angeordneten Schaufeln die wirksamen Durchflüsse und die Spaltdurchflüsse gegenüber der Drehzahl dargestellt. Dabei zeigt sich, dass die gemessenen Durchflüsse etwa proportional mit der Zunahme der Drehzahl ansteigen. Dies weist darauf hin, dass mit Anstieg der Drehzahl keine Veränderung in der Höhe der Spaltdurchflüsse auftritt. Ebenso zeigt sich, dass die beiden möglichen Varianten zur Beschreibung der dynamischen Spaltverluste ($Q_{\text{Spalte,Th}}$ und Q_{Spalte} berechnet aus der Differenz zwischen Q_{ideal} und Q_{mess}) vergleichbare Werte liefern.

In den folgenden Betrachtungen im Rahmen der Analyse der Messungen werden der wirksame Durchfluss auf Grundlage des theoretisch wirksamen Durchflusses Q_{ideal} und die Spaltverluste als Differenz zwischen Q_{mess} und Q_{ideal} bestimmt.

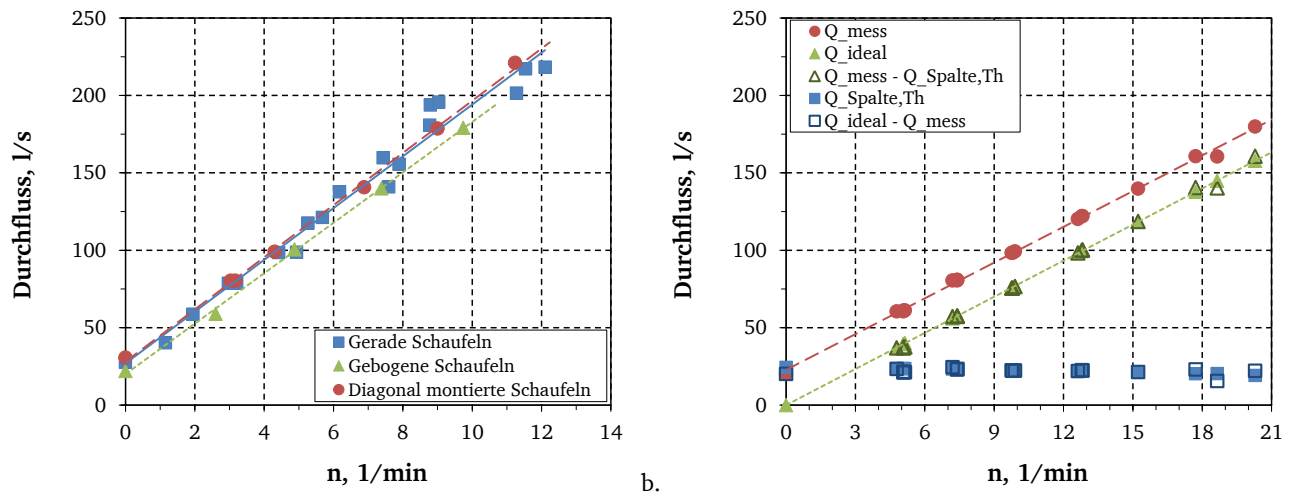


Abbildung 44: a. Darstellung des Zusammenhangs zwischen Durchfluss und Drehzahl für die Wasserdruckmaschine mit $b = 970$ mm, $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 200$ mm, b. Darstellung der gemessenen und wirksamen Durchflüsse sowie Spaltdurchflüsse für die Wasserdruckmaschine mit diagonal montierten Schaufeln mit $b = 470$ mm, $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 200$ mm

Neben dem Verhalten der Spaltdurchflüsse in Bezug auf die Drehzahl ist insbesondere die absolute Höhe der Spaltverluste von großer Bedeutung. Die Höhe der Spaltverluste ist neben den vorhandenen Spaltweiten insbesondere von den eingestellten Wasserständen im Ober- und Unterwasser abhängig. Die Spaltverluste lagen in Abhängigkeit der eingestellten Konfiguration der Wasserdruckmaschine ($h_1 = 815$ mm und $h_2 = 400$ mm bzw. $h_2 = 200$ mm) für die Maschinen mit geraden, diagonal montierten Schaufeln mit voller Rinnenbreite ($b = 970$ mm) bei 26,4 l/s bzw. 30,7 l/s. Bei reduzierter Breite betrugen diese 25,6 l/s bzw. 29,6 l/s ($b = 720$ m) sowie 17,9 l/s bzw. 23,2 l/s ($b = 470$ m). Für die Maschine mit geraden Schaufeln wurden Spaltdurchflüsse von 24,3 l/s bzw. 27,9 l/s und für die gebogenen Schaufel Verlustdurchflüsse von 19,6 l/s bzw. 22,0 l/s bestimmt. Somit betrugen die Spaltverluste in Bezug auf die jeweiligen Entwurfsdurchflüsse zwischen 8,2 und 19,9 %. Hierbei gilt zu beachten, dass prozentuale Anteile von über 13 % nur für die Wasserdruckmaschine mit reduzierter Breite ermittelt wurden. In diesem Fall kam aufgrund der Sonderkonstruktion durch die seitlichen Betoneinbauten ein weiterer Verlustanteil für die Spaltdurchflüsse hinzu, der bis zu einem Drittel zu den Gesamtspaltdurchflüssen beitrug.

Einfluss der Spaltweiten auf das Maschinenverhalten

Mittels der Wasserdruckmaschine mit geraden Schaufeln, deren Breite der Rinnenbreite entsprach, wurde untersucht, welchen Einfluss der Spalt zwischen Schaufelkante und Bodeneinbau aufweist. Hierfür wurden diese Spaltweiten im Bereich zwischen 5 und 60 mm variiert. Für die untersuchten Weiten von 20, 30 und 60 mm wurde der Spalt mittels einer flexiblen Gummidichtung (Materialstärke: 3,5 mm) verschlossen. Zusätzlich zu diesem variierten Spalt existierten seitliche Spalten zwischen den Schaufelkanten und den Gerinnewandungen. Diese betrugen aus konstruktiven Gründen zwischen 1,1 und 5,3 mm.

In Abbildung 45a ist im Detail dargestellt, wie durch das Anbringen der flexiblen Gummidichtung und deren Fixierung mittels einer Stabilisierungsplatte die Spaltweite an den Schaufelkanten eingestellt wurde. Abbildung 45b zeigt für eine Spaltkonfiguration von 60 mm die Wasserdruckmaschine in Betrieb. Dabei wird deutlich, dass beim Eintreten der Schaufeln in den Bereich der Bodenkrümmung die in dem dargestellten Fall vergleichsweise langen Gummiabdichtungen durch den Wasserdruck sehr stark umgebogen werden, woraus ein deutlich erhöhter Abfluss durch die Spalten resultierte.

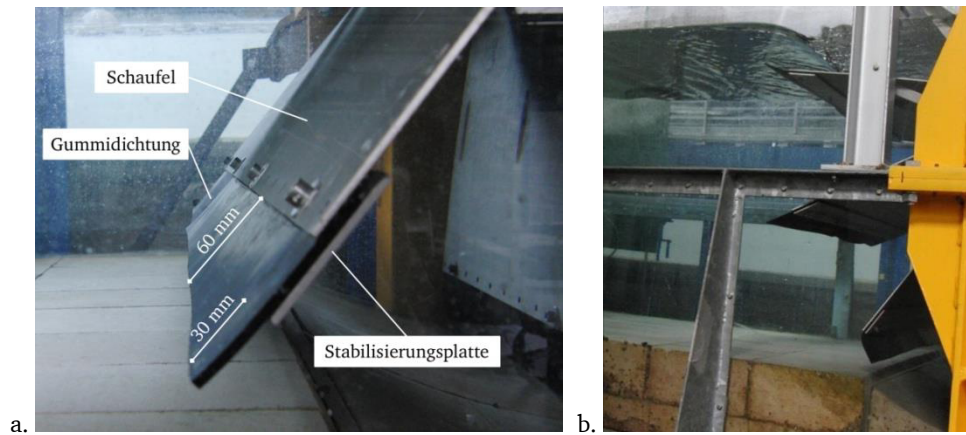


Abbildung 45: a. Aufbau der Gummiabdichtungen und unterstützende Struktur, b. Verkürzte Schaufeln mit einem Spalt von 60 mm zwischen Schaufelkante und Bodeneinbau (mit Gummidichtung)

In Abbildung 46a und b sind die Wirkungsgradverläufe für die untersuchten Varianten in Bezug auf die gemessenen Durchflüsse anhand von zwei verschiedenen Ober- zu Unterwassereinstellungen dargestellt. Es wird ersichtlich, dass mittels der verwendeten Gummidichtung ein Abschließen des 60 mm-Spaltes nicht mehr möglich war. Der Anteil der Schaufeltiefe, welcher zur Leistungserzeugung beiträgt, wurde durch die stark umgebogene Gummidichtung erheblich reduziert. Dabei traten Spaltverluste von über 100 l/s (Abbildung 46a) bzw. über 120 l/s (Abbildung 46c) auf. Dies entspricht 42,1 bzw. 50,5 % des Entwurfsdurchflusses Q_E . Inwieweit durch eine Stützkonstruktion oder eine steifere bzw. stärkere Gummidichtung dieser Effekt reduziert werden könnte, war nicht Bestandteil der Untersuchungen.

Die Analyse der Ergebnisse für Schaufeln mit Spaltweiten von 20 bzw. 30 mm, welche von einer Gummiabdichtung überdeckt wurden, zeigt bei einem Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm einen mit der Variante „ungekürzte Schaufeltiefe“ vergleichbaren Wirkungsgradverlauf. Dabei unterscheiden sich die erreichten Wirkungsgrade nur geringfügig voneinander. Bei den Untersuchungen mit niedrigerem Unterwasserstand ergibt sich für die ungekürzte Schaufelvariante und die Varianten mit Gummidichtung und Spaltweiten bis 30 mm eine geringfügige Tendenz dazu, dass die Schaufeln mit angebrachter Gummidichtung im niedrigen Durchflussbereich höhere Wirkungsgrade erreichen. Die Wirkungsgradsteigerung dieser Varianten beträgt für den Durchflussbereich kleiner $0,4 Q_E$ 8 bis 10 Prozentpunkte. Gegenüber der zuvor beschriebenen Ausgangsvariante lässt sich dieser Effekt durch eine bessere Abdichtung der Schaufeln mittels der Gummidichtungen zum Rinnenboden erklären. Die Gummidichtungen rieben zu Beginn der Versuche teilweise am Rinnenboden entlang, schliffen sich aber auf die dem Bodeneinbau entsprechende Länge ab. Zusammenfassend zeigte sich, dass eine Reduzierung der Spalten durch eine gute Konstruktionsweise oder mittels Gummidichtungen entscheidend für das Erreichen guter Wirkungsgrade ist und weist insbesondere im kleinen Durchfluss- bzw. niedrigen Drehzahlbereich einen großen Einfluss auf.

Im Gegensatz hierzu unterscheiden sich die maximal zu erreichenden Leistungen sowie die Verläufe der Leistungskurven für die verschiedenen Schaufelvarianten nur minimal (Abbildung 46b und d). Es zeigt sich, dass bei einem Unterwasserstand $h_2 = 400$ mm die maximale Leistung von knapp 200 W bei einem Durchfluss von etwa 100 l/s, entsprechend $0,42 Q_E$ erreicht wird. Dieses Maximum liegt somit noch im niedrigeren Durchflussbereich und verdeutlicht die verstärkte Zunahme an Verlusten bei höheren Drehzahlen. Ist hingegen ein Unterwasserstand von $h_2 = 200$ mm eingestellt, so tritt die maximale Leistung (ca. 450 W) im Bereich von $0,58$ bis $0,65 Q_E$ entsprechend Durchflüssen von 137,8 bis 155,5 l/s auf. Für die zweitgenannte Konfiguration wurden zum einen deutlich höhere absolute Leistungswerte gemessen und zum anderen traten diese erst bei höheren Durchflüssen bzw. Drehzahlen auf. Ursache für die höhere Leistung ist die erheblich größere verfügbare Fallhöhe. Das Auftreten der Maximalwerte erst im Bereich der höheren Umdrehungsgeschwindigkeiten weist darauf hin, dass

die Verluste mit Zunahme des Durchflusses weniger stark ansteigen als dies bei der Variante mit einem Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm der Fall ist.

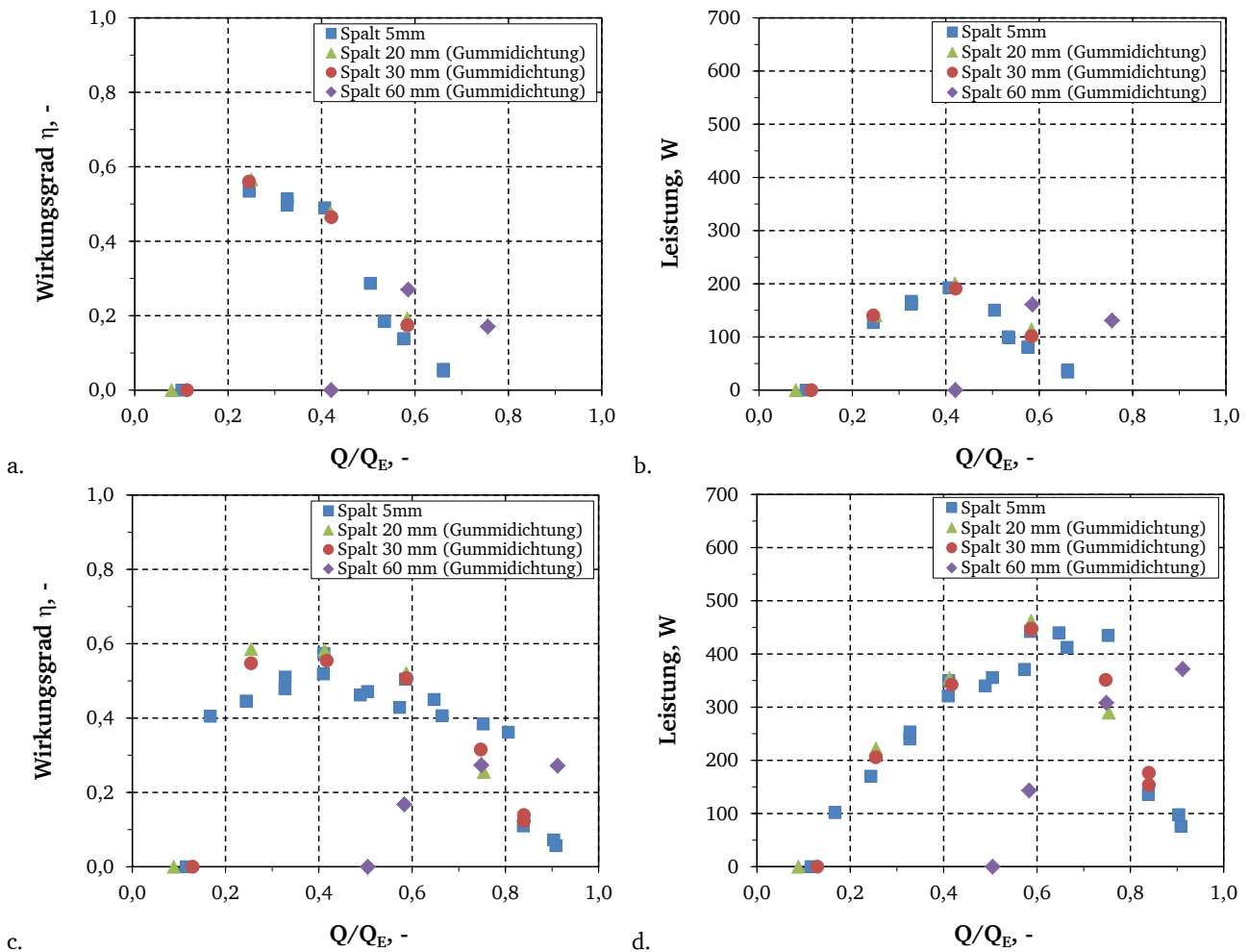


Abbildung 46: Einfluss der Spalten auf die Wirkungsgradverläufe und Leistungskurven für gerade Schaufeln für a. und b. $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 400$ mm sowie c. und d. $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 200$ mm

In Abbildung 46 wird weiterhin deutlich, dass bei höherem Unterwasserstand nur geringere maximale Durchflüsse ($0,75$ gegenüber $0,95 Q_E$) erreicht werden können. Wird die vorhandene Drehzahl über den gemessenen Durchfluss aufgetragen, zeigt sich, dass bei den Konfigurationen mit 20 und 30 mm Gummiabdichtungen bei einem Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm ab 120 l/s bzw. 6 U/min und von $h_2 = 200$ mm ab 140 l/s bzw. $7,5$ U/min mit zunehmendem Abfluss die Drehzahl nicht mehr proportional ansteigt (Abbildung 47). Dies bedeutet, dass bei beiden Varianten im höheren Durchflussbereich die Wasserkraft besser auf die Schaufeln übertragen werden kann und die Spaltverluste durch die montierten Gummidichtungen im Verhältnis etwas geringer ausfallen.

Durch die Betrachtung der verschiedenen Spaltweiten in Kombination mit der Montage von Gummidichtungen an den Schaufelkanten konnte der Einfluss der Spaltverluste auf den Wirkungsgrad verdeutlicht werden. Es zeigte sich, dass durch eine Reduzierung der effektiven Spaltweite die Verluste zurückgingen und deutlich höhere Wirkungsgrade erreicht wurden. Da für die betrachtete Wasserdrukmaschine die realen Spalten im Bereich zwischen $1,1$ bis $5,3$ mm lagen, ist davon auszugehen, dass durch eine Reduzierung der Spalten die Leistung und damit der Wirkungsgrad der Wasserdrukmaschine erhöht werden. Auf Basis der vorliegenden Untersuchungen kann im höheren Durchflussbereich von einer Wirkungsgradsteigerung zwischen 8 und 10 Prozentpunkten ausgegangen werden. Um dies zu erreichen, ist zum einen auf eine saubere Ausführung während der Herstellung und Mon-

tage der Wasserdruckmaschine sowie der umgebenden Gerinneelemente zu achten und zum anderen sind ausreichend steife Gummistreifen für eine optimale Abdichtung zu wählen.

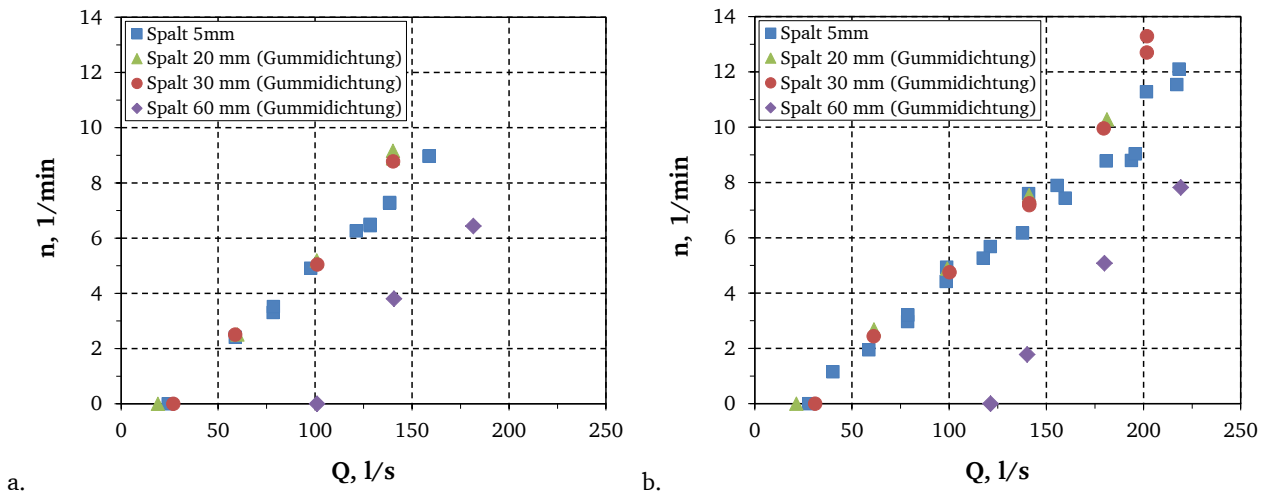


Abbildung 47: Gegenüberstellung des gemessenen Durchflusses und der gemessenen Drehzahl für a. $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 400$ mm sowie b. $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 200$ mm

Auf Grundlage der Erfahrungen während der Versuchsphase wird angenommen, dass konstruktiv eine Reduzierung der Spaltmaße auf 3 mm möglich ist. Entsprechend wird in den nachfolgenden Kapiteln neben Analysen in Hinblick auf den wirksamen Durchfluss Q_{ideal} auch eine Betrachtung in Hinblick auf reduzierte Spaltdurchflüsse vorgenommen.

5.3.3. Analyse des Einflusses der untersuchten Schaufelformen

In den bisherigen Untersuchungen wurden stets gerade, radial montierte Schaufeln betrachtet. Im Folgenden wird diese Analyse um gebogene sowie gerade, diagonal auf der Nabe montierte Schaufeln erweitert. Wie beschrieben, trat bei geraden, radial montierten Schaufeln bereits ab geringen Umdrehungsgeschwindigkeiten eine erhebliche Turbulenz- und Wellenbildung auf. Im Oberwasser fand zusätzlich ein signifikanter Lufteintrag statt und im Unterwasser konnte die Entleerung der Schaufelzwischenräume nicht ausreichend schnell erfolgen, so dass Wasser über den Unterwasserspiegel hinaus angehoben wurde.

In Bezug auf die gebogenen Schaufeln zeigte sich im Rahmen der Versuche, dass diese beim Eintauchen in das Oberwasser aufgrund der aufwärts gerichteten Krümmung zuerst gegen die Fließrichtung wirkten. Dabei verursachten sie sowohl Wellen als auch ein starkes Spritzen des Wassers (vgl. Abbildung 37b). Erst im Anschluss erfolgte der Füllvorgang der Schaufelzwischenräume, welcher sehr turbulent ablief und bei dem große Mengen Luft miteingetragen wurden. Dieses Füllverhalten konnte bereits bei geringen Durchflüssen im Bereich von 100 l/s, entsprechend Drehzahlen von 4,5 U/min, beobachtet werden. Im Bereich des Unterwassers hatte die Krümmung der Schaufeln hingegen einen positiven Effekt, da kein Wasser über den Unterwasserspiegel hinaus angehoben wurde. Jedoch verließ das Wasser die Schaufelzwischenräume schwallartig, so dass im Unterwasser ebenfalls eine Wellenbildung auftrat.

Die sichtbaren Verluste in Form von Wellenbildung, Lufteintragen und Turbulenzen waren bei den diagonal montierten Schaufeln erheblich minimiert. So trat beim Eintauchen der Schaufeln nur bei kleinen und mittleren Umdrehungsgeschwindigkeiten eine geringfügige Wellenbildung auf, die sich in das Oberwasser fortsetzte. Ab Drehzahlen von etwa 9 U/min ($Q = 178,6$ l/s bzw. $0,74 Q_E$) fand ausschließlich eine lokale Wellenbildung statt, welche durch die asymmetrische Anordnung der Schaufeln auf der Nabe zur Ausbildung einer senkrecht rotierenden Walze unmittelbar im Oberstrom der Maschine führte (siehe *Anhang G*). Der Lufteintrag und die Turbulenzbildung fielen gegenüber den bereits

getesteten Schaufelformen insbesondere für die mittleren bis höheren Umdrehungsgeschwindigkeiten niedriger aus. Es wirkte, als könnten die Schaufeln aufgrund ihrer diagonalen Anordnung leichter und damit auch unter Hervorrufung geringer Verluste in das Oberwasser eintauchen. Ein vergleichbarer Effekt stellte sich im Unterwasser ein. Hier hoben die Schaufeln durch ihre schräge Anordnung deutlich weniger Wasser an, da dieses selbst bei höherer Rotationsgeschwindigkeit deutlich besser aus der Maschine abfließen konnte als dies bei geraden, radial montierten sowie gebogenen Schaufeln der Fall war.

In Abbildung 48 sind die Versuchsergebnisse der Messungen für verschiedene Schaufelformen gegenübergestellt. Im Rahmen der Untersuchungen wurden die Ober- zu Unterwassereinstellungen variiert, um deren Einflüsse mit berücksichtigen zu können. Dargestellt ist ein Oberwasser von $h_1 = 815$ mm in Kombination mit zwei unterschiedlichen Unterwasserständen ($h_2 = 400$ mm sowie 200 mm). Der Entwurfsdurchfluss Q_E für die Variante gerade Schaufeln beträgt $240,30$ l/s, für die gebogenen Schaufeln $239,95$ l/s und für die diagonal montierten Schaufeln $240,69$ l/s.

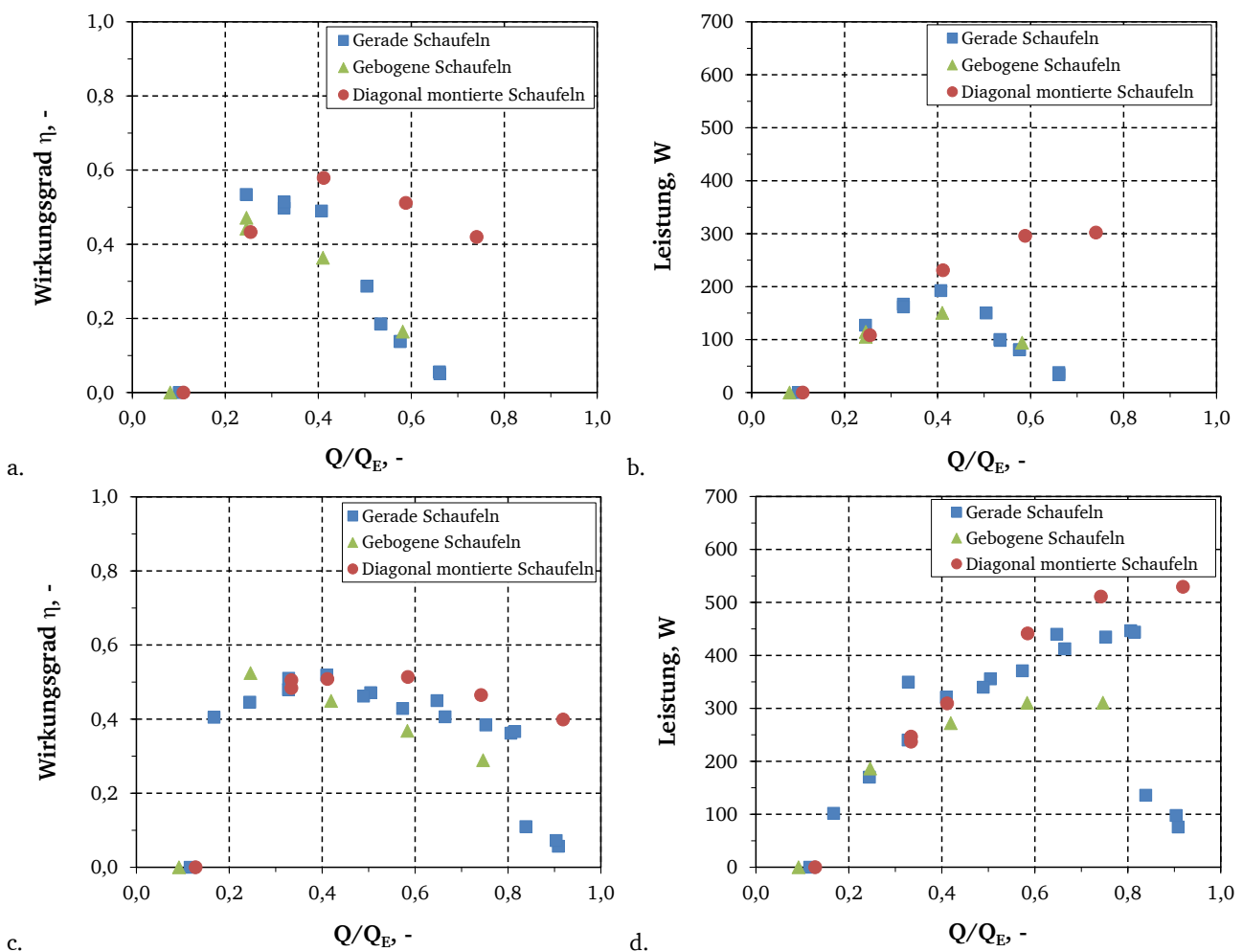


Abbildung 48: Einfluss der Schaufelformen bei Ansatz der gemessenen Durchflüsse auf die Wirkungsgradverläufe und Leistungskurven für einen Oberwasserstand von $h_1 = 815$ mm in Kombination mit a. und b. $h_2 = 400$ mm sowie c. und d. $h_2 = 200$ mm

Bei der Betrachtung der verschiedenen Schaufelformen zeigt sich, dass bei einem Oberwasserstand von $h_1 = 815$ mm und einem Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm die Wirkungsgradverläufe für die geraden und gebogenen Schaufeln relativ ähnlich ausfallen (Abbildung 48a). Jedoch fällt der maximale Wirkungsgrad im Bereich zwischen $0,2$ und $0,4$ Q_E für die gebogenen Schaufeln mit $47,1$ % gegenüber dem der geraden Schaufeln mit $53,4$ % deutlich niedriger aus. Dahingegen weisen die diagonal montierten Schaufeln sowohl einen höheren maximalen Wirkungsgrad ($57,9$ %) als auch insgesamt einen

deutlich flacheren Verlauf auf. Hier werden auch in den höheren Durchflussbereichen gegenüber den beiden anderen Schaufelvarianten höhere Wirkungsgrade erreicht.

Der Verlauf der Leistungskurven verhält sich analog zu dem der Wirkungsgradverläufe (Abbildung 48b). Für gerade und gebogene Schaufeln sind die Leistungskurven ebenfalls vergleichbar. Das Maximum wird im Bereich von rund $0,4 Q_E$ erreicht, wobei die geraden Schaufeln einen etwas höheren Maximalwert (186,7 W) erzielen. Die Kurve für die diagonal montierten Schaufeln verläuft bis zu einem Durchfluss von $0,35 Q_E$ ähnlich, steigt jedoch danach weiter an und erreicht erst im höheren Durchflussbereich ihr Maximum von 302,0 W. Es wird deutlich, dass die diagonal befestigten Schaufeln deutlich höhere maximale Durchflüsse verarbeiten können, ohne dass hierdurch der Wirkungsgrad bzw. die Leistung absinkt. Bei diagonal montierten Schaufeln konnte die Wasserdrukmaschine bis zu einem Durchfluss von 178,24 l/s getestet werden. Für die beiden anderen Schaufelformen beschränkte sich dieser Wert auf 158,92 l/s (gerade Schaufeln) bzw. 139,57 l/s (gebogene Schaufeln).

Bei Betrachtung des Verlaufs der Leistungskurven sind die Werte für diagonal montierte und gerade Schaufeln bis zu einem Durchfluss von $0,45 Q_E$ nahezu identisch. Im Bereich zwischen $0,45$ und $0,8 Q_E$ weist die Maschine mit diagonal montierten Schaufeln leicht höhere Werte auf. Dieser Unterschied erhöhte sich ab $0,8 Q_E$ signifikant. Dabei liegt der Wert der maximalen Leistung für gerade Schaufeln bei 426,6 W, für diagonal montierte Schaufeln wurde ein Maximalwert von 529,5 W gemessen. Die Leistungswerte für die Maschine mit gebogenen Schaufeln bewegen sich alle unterhalb der Werte der beiden anderen Konfigurationen. Gegenüber einem Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm weisen jedoch alle Varianten deutlich höhere Leistungen auf.

Bei der bisherigen Auswertung der Messdaten wurde nicht beachtet, dass bei jeder der drei untersuchten Schaufelvarianten unterschiedliche reale Spaltverluste auftraten. Zur Vermeidung eines verzerrten Vergleichs bleiben die Spaltverluste nachfolgend unberücksichtigt, indem diese herausgerechnet werden. Hierzu wird anstelle des durch die beiden magnetisch-induktiven Durchflussmessgeräte bestimmten Durchflusses Q_{mess} der idealisierte Durchfluss Q_{ideal} angesetzt (vgl. Kapitel 5.3.2). Hierdurch werden die für die verschiedenen Untersuchungsvarianten bestimmten Spaltdurchflüsse vernachlässigt und die Ergebnisse können ohne diese Unsicherheit dargestellt werden. Es gilt zu beachten, dass durch Ansatz der idealisierten Durchflüsse die auftretenden Wirkungsgrade überschätzt werden, da Verluste aufgrund von Spaltdurchflüssen unberücksichtigt bleiben. Die real auftretenden Wirkungsgrade sind nur mit Ansatz eines Spaltverlustes abzubilden.

In Abbildung 49 sind die Wirkungsgradverläufe unter Ansatz des wirksamen Durchflusses Q_{ideal} für die Varianten $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 200$ mm sowie $h_2 = 400$ mm dargestellt. Die Spaltverluste betrugen bei der Variante „gerade Schaufeln“ zwischen 24,3 und 31,4 l/s, bei den gebogenen Schaufeln zwischen 19,6 und 26,2 l/s sowie für die diagonal montierten, geraden Schaufeln zwischen 26,4 und 34,7 l/s.

In Abbildung 49 wird deutlich, dass die unterschiedlichen Wirkungsgradverläufe nicht durch die auftretenden Spaltverluste im Bereich der Schaufeln der Wasserdrukmaschine zu erklären sind. Es zeigt sich vielmehr, dass ein signifikanter Einfluss der Schaufelform auf das hydraulische Verhalten der Maschine insbesondere im höheren Drehzahlbereich besteht. Den gebogenen Schaufeln sind hierbei die niedrigsten Wirkungsgrade zuzuordnen. Dahingegen weisen die diagonal montierten Schaufeln für einen Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm über den gesamten Durchflussbereich auch gegenüber den geraden, radial montierten Schaufeln die höchsten Wirkungsgrade auf. Für den niedrigeren Unterwasserstand von $h_2 = 200$ mm sind bis zu einem Durchfluss von $0,3 Q_E$ die Wirkungsgrade für diese beiden Schaufelvarianten vergleichbar. Mit Zunahme der Rotationsgeschwindigkeiten zeigen jedoch auch bei dieser Analyse die geraden, diagonal montierten Schaufeln die besten Wirkungsgrade. Auf Basis der Messergebnisse konnte gezeigt werden, dass diese Schaufelanordnung auch bei Vernachlässigung der Verluste durch Spaltdurchflüssen die besten hydraulischen Randbedingungen aufweist.

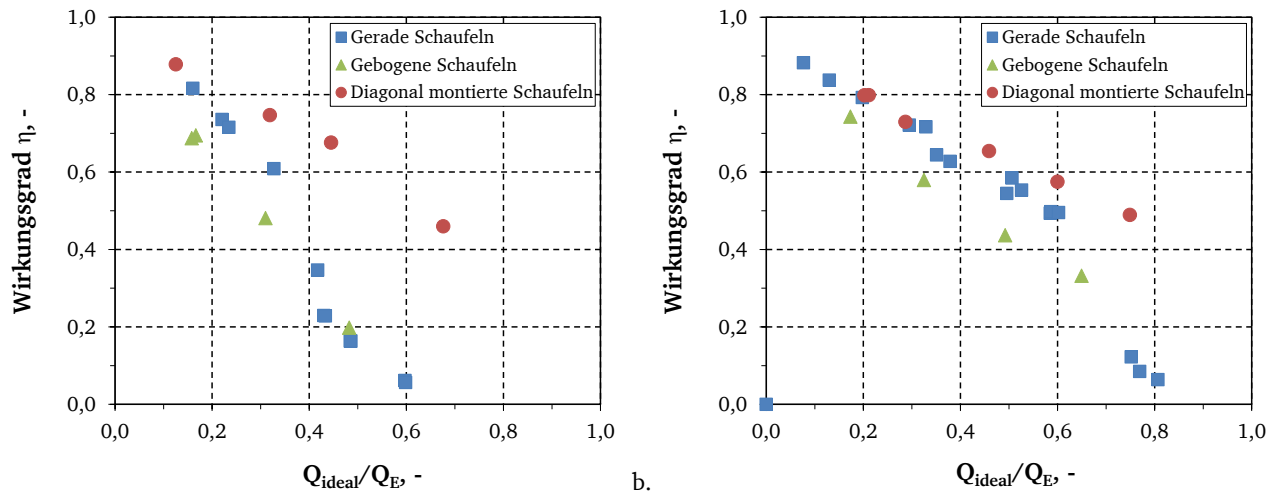


Abbildung 49: Einfluss der Schaufelformen bei Ansatz idealisierter Durchflüsse auf die Wirkungsgradverläufe für $h_1 = 815 \text{ mm}$ und a. $h_2 = 400 \text{ mm}$ und b. $h_2 = 200 \text{ mm}$

Insgesamt zeigt sich, dass die Konfiguration mit diagonal montierten Schaufeln sowohl für die Wirkungsgrade als auch für die Leistungsausbeute erhebliche Vorteile gegenüber den anderen getesteten Schaufelvarianten aufweist. Zum einen ist der Wirkungsgradverlauf flacher und erstreckt sich bezogen auf die maximal erreichten Werte mit geringerem Absinken über einen größeren Teillastbereich. Zum anderen werden höhere maximale Leistungen erreicht, da größere Durchflussmengen verarbeitet werden können. Als ursächlich für das verbesserte Verhalten sind neben den beobachteten und beschriebenen günstigeren Bedingungen beim Ein- und Austauschen der Schaufeln sowie der Bewegung der Schaufel durch das Wasser auch die durch die diagonal montierten Schaufeln bei gleicher Drehzahl höhere übertragbare Drehmomente anzusehen (Abbildung 50).

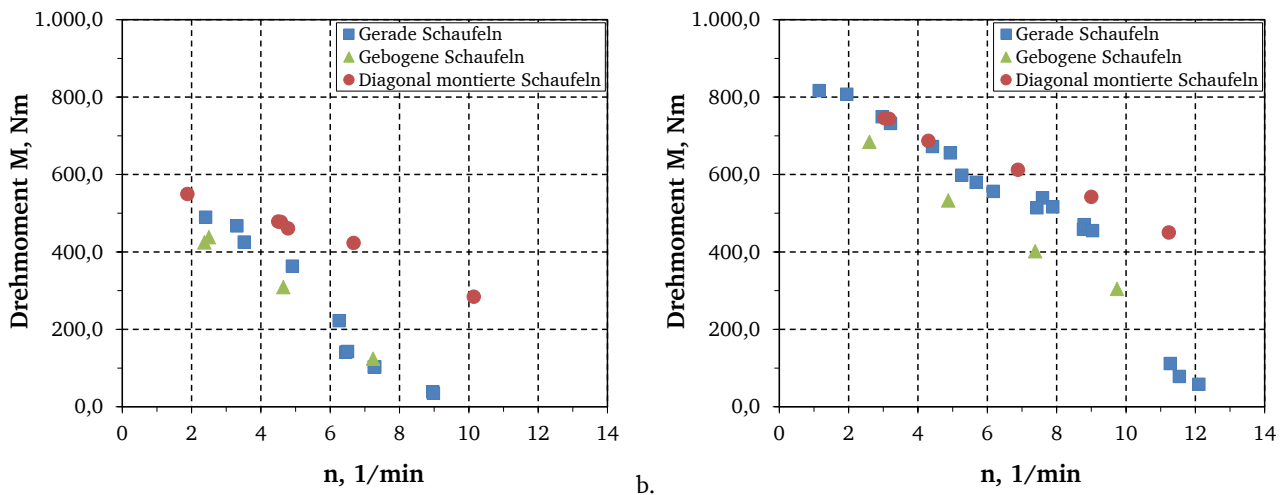


Abbildung 50: Gegenüberstellung der gemessenen Drehmomente für die drei verschiedenen Schaufelformen für a. $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 400 \text{ mm}$ und b. $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 200 \text{ mm}$

Die Differenz der gemessenen Drehmomente für diagonal montierte Schaufeln nimmt im Vergleich zu den beiden anderen getesteten Varianten mit Zunahme der Drehzahl überproportional zu. Durch die diagonale Montage der Schaufeln auf der Achse wird die Schaufelfläche vergrößert, auf welche das Wasser einwirken kann. Dabei gilt es zu beachten, dass durch diese Anordnung weiterhin nur der normal in Drehrichtung wirkende Wasserdruck zum gemessenen Drehmoment beiträgt. Die senkrecht dazu stehende Komponente hat keinen Einfluss auf die Rotation, sondern wird ohne weiteren nutzbaren Effekt durch die Auflager abgetragen. Dennoch ist wie in Abbildung 50 dargestellt das übertragbare Gesamtdrehmoment größer als bei den radial angeordneten Schaufeln. Hierbei tragen

neben der größeren Schauffelfläche die oben beschriebenen günstigeren Eigenschaften der Schaufeln während dem Ein- und Austauschen sowie der Bewegung durch das Wasser ebenfalls zu einem höheren resultierenden Drehmoment bei.

Im Folgenden wird die in Kapitel 4.3 vorgestellten Theorieansätze zur Beschreibung der Verluste an einer Wasserdruckmaschine auf die Konfiguration „gerade, radial montierte Schaufeln“ sowie „gerade, diagonal montierte Schaufeln“ angewendet. Auf eine Betrachtung der gebogenen Schaufeln wird aufgrund ihrer schlechten hydraulischen Eigenschaften im Weiteren verzichtet. Bei Anwendung der Theorie ist zu beachten, dass im Oberwasser der Maschine bedingt durch die Einbauten vor dem gekrümmten Bodeneinsatz eine erhöhte Oberwassergeschwindigkeit $v_{1,eff.}$ anstelle der idealen Fließgeschwindigkeit v_1 angesetzt wird (vgl. Abbildung 39 und 41).

In Abbildung 51 sind die aus den Messungen ermittelten Wirkungsgrade den Theoriekurven gegenübergestellt. Dabei wurden für die geraden Schaufeln Widerstandsbeiwerte von $c_D = 15$ für $h_2 = 400$ mm bzw. $c_D = 7$ für $h_2 = 200$ mm ermittelt. Für die diagonal montierten Schaufeln betrugen die Wert $c_D = 8$ für $h_2 = 400$ mm und $c_D = 4,5$ für $h_2 = 200$ mm. Diese tendenziell hohen Werte lassen sich durch das sehr große Versperrungsverhältnis der Schaufeln gegenüber dem Rinnenquerschnitt erklären und scheinen somit plausibel. Dass die diagonal montierten Schaufeln geringere Werte aufweisen, ist durch deren schräge Anordnung und damit einhergehend einem geringeren Widerstand bei der Bewegung durch das Wasser zu erklären. Weiterhin zeigt sich, dass niedrigere Unterwasserstände ebenfalls zu einer Reduzierung des Widerstandsbeiwertes führen, da in diesem Fall der Widerstand bei der Bewegung der Schaufeln durch das Unterwasser entsprechend geringer ausfällt.

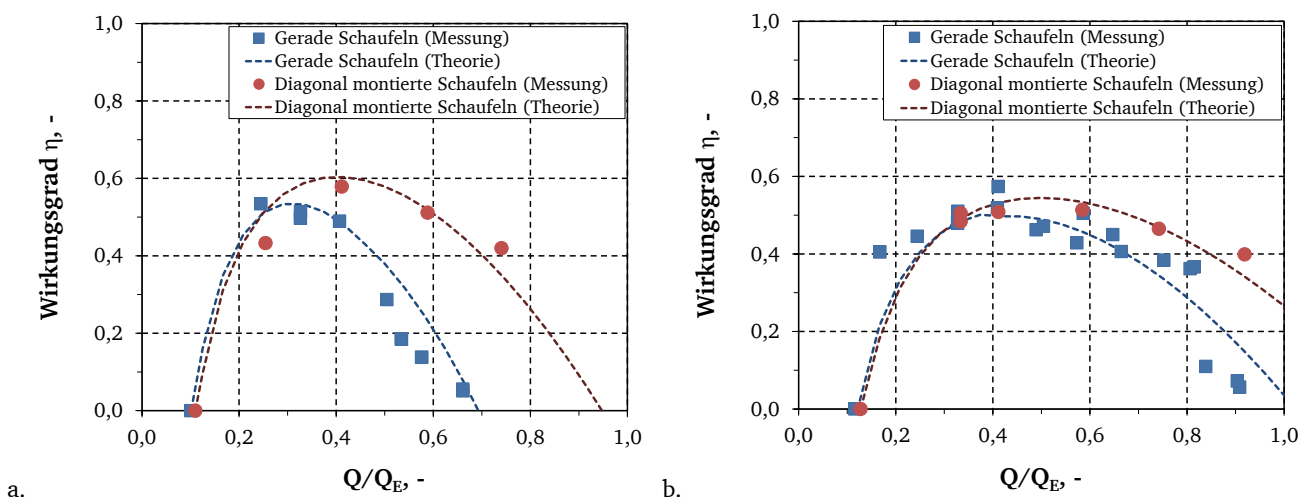


Abbildung 51: Gegenüberstellung der Messwerte und der entwickelten Theorie für die Wasserdruckmaschine für a. $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 400$ mm (gerade Schaufeln: $c_D = 15$, diagonal montierte Schaufeln: $c_D = 8$) und b. $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 200$ mm (gerade Schaufeln: $c_D = 7$, diagonal montierte Schaufeln: $c_D = 4,5$)

Abbildung 51 zeigt, dass die Theorie die Ergebnisse der Versuche gut nachbilden kann, wobei sie die Messwerte der diagonal montierten Schaufeln etwas besser abbildet. Hinsichtlich dieser Variante ist festzustellen, dass es jedoch im sehr hohen Durchflussbereich zu einer geringfügigen Überschätzung der Verluste durch die Theorie kommt. Im nachfolgenden Kapitel werden die einzelnen Verlustkomponenten der entwickelten Theorie für die Wasserdruckmaschine mit diagonal angeordneten, geraden Schaufeln und reduzierter Schaufelbreite näher betrachtet. Auf eine weitere Analyse der gerade angeordneten Schaufeln wurde verzichtet, da sich diese Anordnung sowohl in Bezug auf die Wirkungsgrade als auch die Leistung als wenig geeignet herausgestellt hat.

5.3.4. Analyse des Einflusses des Breitenverhältnisses von Maschine zu Gerinne bei diagonal angeordneten, geraden Schaufeln

Die Untersuchung des Einflusses des Verhältnisses von Maschinen- zu Gerinnebreite erfolgte mittels der Wasserdruckmaschine mit diagonal zur Radnabe angeordneten Schaufeln. Hierzu wurde die Maschinenbreite im Verhältnis zur Rinnenbreite in den Konfigurationen 1:1, 1:1,3 und 1:2 variiert. Da aus konstruktiven Gründen nicht die Breite der Laborrinne, sondern die Breite der Wasserdruckmaschine variiert werden musste, stellten sich bei der Variantenuntersuchung auch jeweils andere Verhältnisse von Schaufelbreite zu Schaufeltiefe (b/l) ein. Die hieraus resultierenden Effekte werden in der folgenden Analyse ebenfalls berücksichtigt.

Im Gegensatz zu der Variante mit diagonalen Schaufeln, welche die gesamte Rinnenbreite einnahmen, kam es durch die reduzierte Maschinenbreite während des Eintauchvorgangs der Schaufeln im Oberwasser nur noch zu einer lokal begrenzten Turbulenzbildung. Insbesondere im niedrigen Drehzahlbereich konnte ein ruhiges Eintauchen der Schaufel, welches nur mit minimalem Lufteintrag verbunden war, beobachtet werden. Mit Zunahme des Durchflusses bildete sich eine Turbulenzzone mit einer senkrecht stehenden Kreisströmung aus. Diese resultierte aus der frontalen und verstärkten einseitig lateralen Zuströmung sowie einem erneuten Herausdrängen von Wasser auf der der lateralen Zuströmung der Wasserdruckmaschine gegenüberliegenden Seite (Abbildung 52).

Dieser Vorgang erfolgte pulsierend, rief lokale Turbulenzen und Lufteinträge hervor und war zudem mit leichtem bis stärkerem Spritzen des Wassers verbunden. Im Unterwasser kam es bei den reduzierten Maschinenbreiten zu keinem Anheben des Wassers, da dieses beim Austauschvorgang seitlich abfließen konnte. Einzige Ausnahme stellt das Maschinen- zu Rinnenverhältnis von 1:1,3 für den höchsten untersuchten Durchflussbereich von 1,0 bis 1,1 Q_E dar. Hier kam es zu einem kurzfristigen Anheben geringer Mengen an Wasser über den Unterwasserspiegel hinaus.

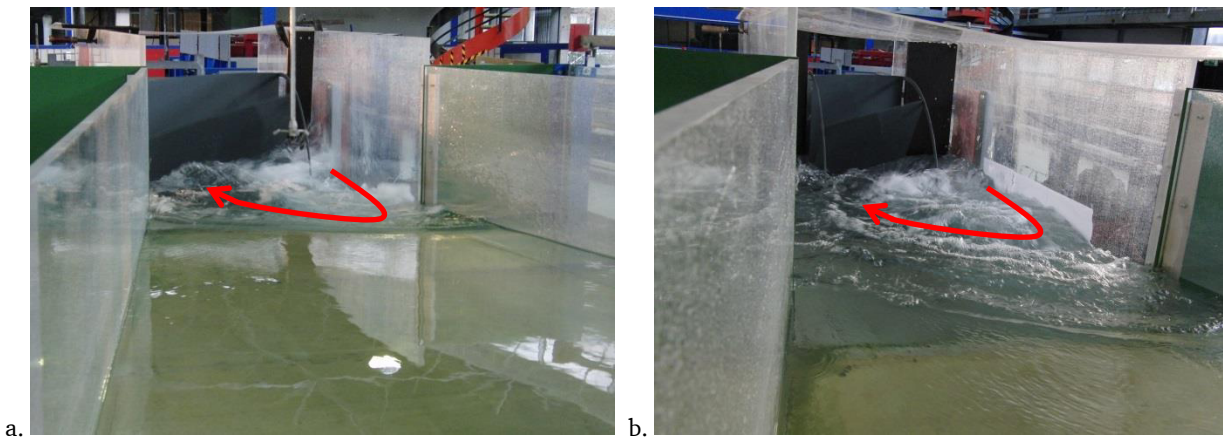


Abbildung 52: Ausbildung einer lokal begrenzten turbulenten Zone im Oberwasser der Wasserdruckmaschine für a. Wasserdruckmaschinen- zu Rinnenbreite von 1:1,3 ($h_1 = 807$ mm, $h_2 = 197$ mm, $Q = 161,7$ l/s) und b. Wasserdruckmaschinen- zu Rinnenbreite von 1:2 ($h_1 = 815$ mm, $h_2 = 197$ mm, $Q = 137,2$ l/s)

In Abbildung 53 sind die Ergebnisse für eine Ober- zu Unterwasserkonfiguration von $h_1 = 815$ mm zu $h_2 = 400$ mm sowie $h_1 = 815$ mm zu $h_2 = 200$ mm dargestellt. Für das 1:1 Verhältnis von Wasserdruckmaschinen- zu Rinnenbreite beträgt der Entwurfsdurchfluss $Q_E = 240,70$ l/s, für 1:1,3 ist $Q_E = 178,66$ l/s und für 1:2 ist $Q_E = 116,62$ l/s. Es zeigt sich, dass sowohl für den höheren als auch den niedrigeren Unterwasserstand die höchsten Wirkungsgrade für die Wasserdruckmaschine mit einer gegenüber der Rinnenbreite reduzierten Maschinenbreite im Verhältnis von 1:2 ermittelt wurden.

Wie in Abbildung 53a für einen Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm dargestellt, kommt es ab einem Durchfluss von $0,4 Q_E$ zu einem zunehmenden Unterschied im quantitativen Verlauf der drei Wirkungsgradkurven. Ab diesem Durchfluss werden die Wirkungsgrade der Maschinen für das

Breitenverhältnis 1:1 zunehmend geringer. Dahingegen verlaufen die Wirkungsgradkurven für die beiden anderen Varianten noch flach und fallen erst mit weiterer Zunahme des Durchflusses ebenfalls deutlich ab. Für ein Maschinen- zu Rinnenbreitenverhältnis von 1:2 wird dabei ein Wirkungsgrad von bis zu 70,1 % erreicht. Zum Vergleich beträgt bei einer vollständigen Nutzung der Rinnenbreite der maximal gemessene Wert 57,9 % (vgl. Kapitel 5.3.3).

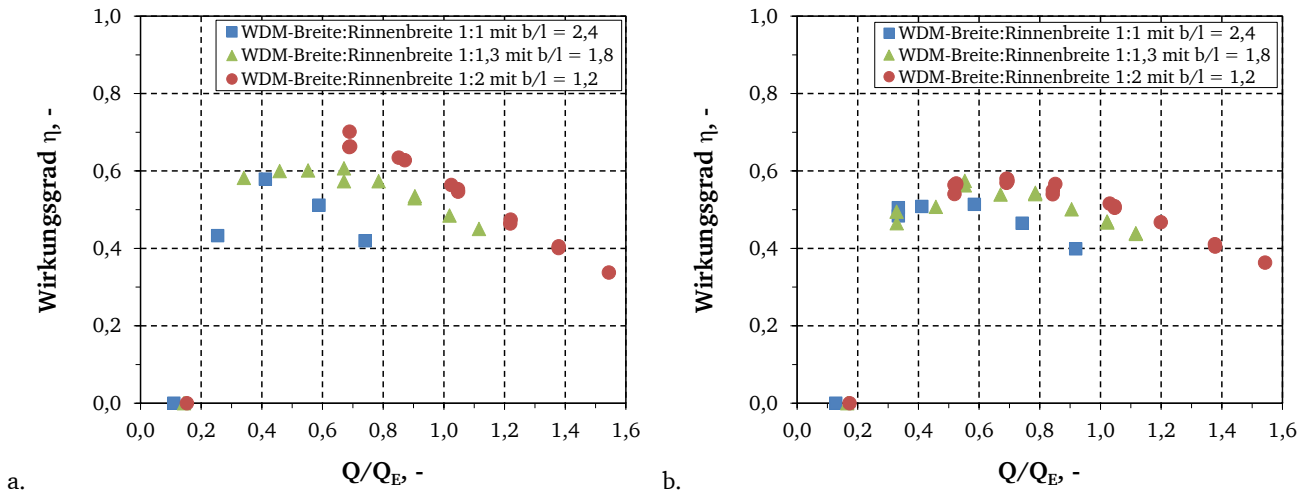


Abbildung 53: Einfluss des Verhältnisses von Wasserdruckmaschinen- zu Rinnenbreite bei Ansatz der gemessenen Durchflüsse auf die Wirkungsgradverläufe: a. Wasserstände $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 400$ mm, b. Wasserstände $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 200$ mm

Für die Untersuchungen mit einem reduzierten Unterwasser $h_2 = 200$ mm zeigt sich eine vergleichbare Tendenz. Ab $0,6 Q_E$ verringern sich die Wirkungsgrade für die Variante mit identischer Wasserdruckmaschinen- und Rinnenbreite deutlich. Dahingegen fallen die Wirkungsgradkurven für die beiden anderen Varianten erst bei größeren Durchflüssen ab. Für die Variante „Maschinen- zu Rinnenbreite 1:2“ werden insgesamt geringfügig höhere Wirkungsgrade erreicht, wobei hier der Maximalwert 58,0 % beträgt. Weiterhin zeigt sich, dass bei geringeren Maschinenbreiten in Bezug auf den zugrunde gelegten Entwurfsdurchfluss größere Durchflüsse verarbeitet werden.

Bei der Gegenüberstellung der Wirkungsgrade für die beiden betrachteten Unterwasserstände zeigt sich, dass für die beiden Varianten mit einer reduzierten Maschinenbreite die Wirkungsgrade im Falle eines höheren Unterwassers besser ausfallen. Dies ist konträr zu den Beobachtungen an der Wasserdruckmaschine mit einem Verhältnis der Maschinen- zu Rinnenbreite von 1:1. Auf diesen Aspekt wird in Kapitel 0 näher eingegangen.

Bei der Analyse des beschriebenen positiven Effektes einer Reduzierung der Maschinenbreite auf den Wirkungsgrad sind zwei Aspekte zu berücksichtigen. Diese sind die Veränderungen des Verhältnisses der Maschinen- zu Rinnenbreite sowie des Verhältnisses von Maschinenbreite zu Schaufeltiefe. Aufgrund der reduzierten Maschinenbreite konnte das Wasser zusätzlich zu der rein frontalen Zuströmung auch seitlich in die Wasserdruckmaschine einfließen. Zudem wurde das Entweichen von Luft während des Füllvorgangs erleichtert, da diese nun ebenfalls seitlich entweichen konnte. Durch die asymmetrische Gestaltung der Wasserdruckmaschine erfolgte die Zuströmung frontal und einseitig lateral, wodurch sich unmittelbar im Oberstrom der Maschine eine senkrecht stehende Kreisströmung ausbildete, deren Einfluss auf den Wirkungsgrad und die Leistung der Maschine nicht beziffert werden kann.

Im Unterwasser wurde durch die reduzierte Breite das Ausfließen des Wassers aus der Maschine erleichtert, da nun ein seitliches Ausströmen des Wassers unter gleichzeitigem Nachströmen von Luft und damit Vermeidung eines Vakuums in der Zelle ermöglicht wurde. Insgesamt konnte durch die zusätzlichen seitlich offenen Flächen, die zum Befüllen und Entleeren der Wasserdruckmaschine zur Verfügung standen, ein auf die Maschinengröße bezogen größerer relativer Durchfluss verarbeitet

werden. Der Möglichkeit des lateralen Zu- und Abströmens trägt sicherlich einen großen Anteil zu den in Abbildung 53 dargestellten verbesserten Wirkungsgraden bei. So wird auch in Linton (2009) darauf verwiesen, dass ein Maschinen- zu Gerinnebreiten-Verhältnis von mindestens 1:2 zu empfehlen ist.

In den vorliegenden Untersuchungen reduzierte sich mit Abnahme der Wasserdruckmaschinenbreite auch das Verhältnis von Maschinenbreite zu Schaufeltiefe. Aus dem Verhältnis von Maschinen- zu Gerinnebreite von 1:2 resultierte ein Schaufeltiefen- zu Maschinenbreiten-Verhältnis von 1:1,18. Die Änderung dieses Verhältnisses kann ebenfalls einen positiven Beitrag zur Erhöhung der Wirkungsgrade beigetragen haben, da mit zunehmender Reduzierung der Maschinenbreite der seitliche Befüllvorgang einfacher abläuft. Je geringer die Maschinenbreite gegenüber der Schaufeltiefe wird, umso einfacher kann das komplette Volumen gefüllt werden, da das Wasser beim seitlichen Einstromen nur kürzere Wege für eine Vollfüllung überwinden muss. Zusätzlich kann das Wasser während des Eintauchvorgangs einfacher seitlich verdrängt werden. Basierend auf den durchgeführten Untersuchungen ist somit keine abschließende Aussage möglich, welches der geometrischen Verhältnisse den größeren Einfluss auf die Wirkungsgradsteigerung hatte. Aufgrund der einfacheren Befüllung und Entleerung scheint jedoch das Breitenverhältnis von Maschine und Gerinne den signifikanteren Einfluss aufzuweisen.

Wird die Betrachtung der Messergebnisse um eine Analyse in Hinblick auf den idealen Durchfluss Q_{ideal} sowie einem Durchfluss unter Ansatz reduzierter Spaltverlusten $Q_{red.Spalte}$ erweitert, ergibt sich das in Abbildung 54 dargestellte Bild. In diesem sind die Messergebnisse für ein Verhältnis von Wasserdruckmaschinen- zu Rinnenbreite von 1:2 mit Ergänzung der Theorie dargestellt. Für den reduzierten Verlust aufgrund von Spaltdurchflüssen wird angenommen, dass diese durch Reduzierung der Spaltweiten sowie einer verbesserten seitlichen Abdichtungssituation um 50 % abgesenkt werden können. Der reduzierte Durchfluss $Q_{red.Spalte50\%}$ bestimmt sich aus Q_{mess} abzüglich $0,5 \cdot Q_{Spalte,Th}$.

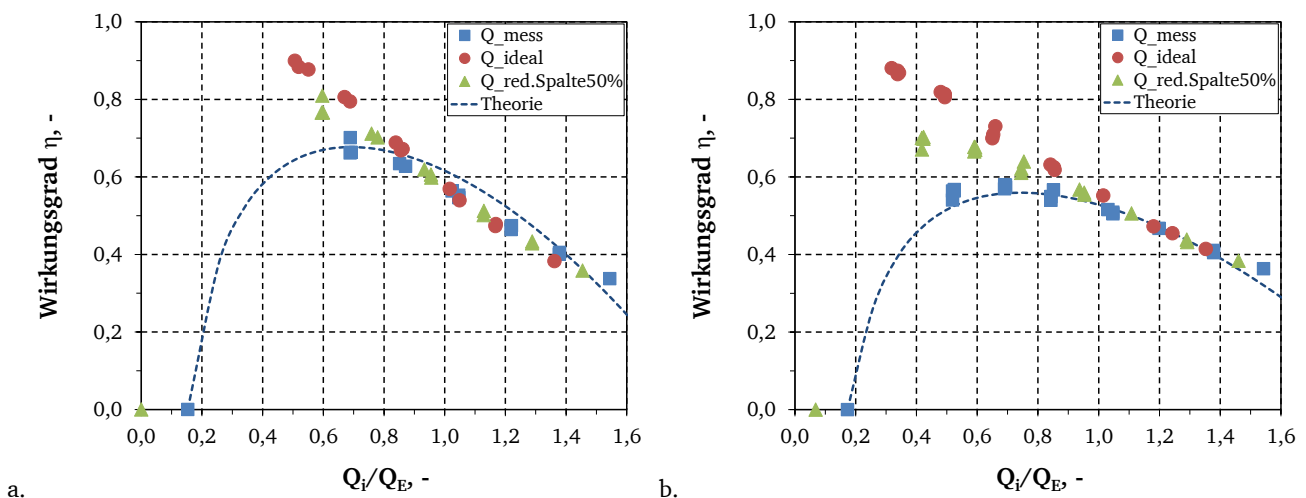


Abbildung 54: Wirkungsgradverläufe für die Wasserdruckmaschine mit diagonal montierten Schaufeln und Maschinen- zu Rinnenbreite von 1:2 in Bezug auf Q_{mess} , Q_{ideal} und $Q_{red.Spalte50\%}$ sowie der Theorie für a. $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 400$ mm ($c_D = 1,55$ in Theorie), b. $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 200$ mm ($c_D = 0,55$ in Theorie)

Bei Gegenüberstellung der Ergebnisse in Bezug auf die unterschiedlichen angesetzten Durchflüsse zeigt sich, dass insbesondere der ideale Durchfluss Q_{ideal} gegenüber dem gemessenen Durchfluss zu signifikant höhere Wirkungsgrade im niedrigen Durchflussbereich führt. Ursächlich hierfür ist, dass in dem zugrundeliegenden Ansatz für Q_{ideal} Spaltverluste vollständig vernachlässigt werden. Es wird somit deutlich, dass diese Verlustart insbesondere im niedrigen Durchflussbereich einen großen Einfluss aufweist. Weiterhin wird in Abbildung 54 ersichtlich, dass für den Fall eines Unterwassers von $h_2 = 400$ mm ab einer Überschreitung von $0,9 Q_E$ keine bedeutenden Unterschiede in den Ergebnissen vorliegen. Dies bedeutet, dass die Spaltverluste nur bis zu dieser Durchflusshöhe eine Rolle spielen.

Darüber hinaus sind andere Verlustarten dominant. Gleiches gilt für den Fall $h_2 = 200$ mm, wobei hier die Grenze etwa $1,1 Q_E$ beträgt.

Der Ansatz eines Durchflusses mit reduzierten Spaltdurchflüssen zeigt auf, dass bei einer optimaleren Ausführung der Wasserdruckmaschine sowie bei optimierten Einbaubedingungen für einen Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm ein maximaler Wirkungsgrad von bis zu 80 % sowie für $h_2 = 200$ mm ein Wirkungsgrad von bis zu 70 % erreicht werden kann. Der Verlauf der Wirkungsgradkurven verändert sich jedoch nur im niedrigen Durchflussverlauf, da hier die Spaltverluste dominierend sind.

Für die diagonalen Schaufeln mit reduzierter Breite (1:2) wurden gegenüber den Schaufelbreiten, welche der vollen Rinnenbreite entsprachen, deutlich niedrigere Widerstandsbeiwerte ermittelt. Für einen Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm beläuft sich dieser Wert auf lediglich $c_D = 1,55$ (volle Schaufelbreite: $c_D = 8$), für $h_2 = 200$ mm beträgt dieser $c_D = 0,55$ (volle Schaufelbreite: $c_D = 4,5$). Ursächlich für die niedrigeren auftretenden Widerstände ist das geringere Verhältnis der Schaufelflächen gegenüber dem Fließquerschnitt. Hierdurch kann bei der Bewegung der Schaufeln durch den Wasserkörper das Wasser zusätzlich seitlich ausweichen, so dass die auf die Schaufel einwirkende Widerstandskraft signifikant niedriger ausfällt.

In Hinblick auf die theoretische Beschreibung der Messungen ergeben sich im Detail die in Abbildung 55 aufgeführten einzelnen Verlustanteile. Die Darstellung erfolgt in Bezug auf die gemessenen Durchflüsse.

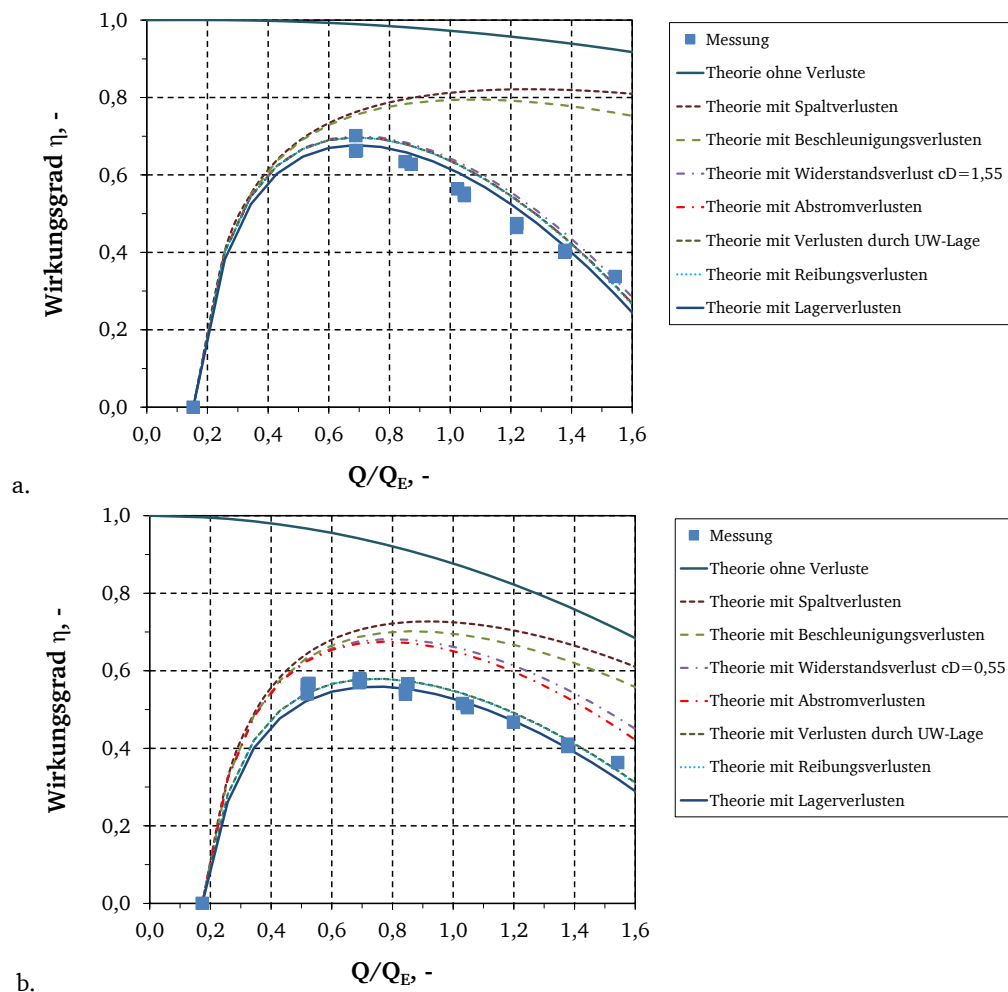


Abbildung 55: Darstellung der einzelnen Verlustterme der für die Wasserdruckmaschine (Breitenverhältnis 1:2) entwickelten Theorie für a. $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 400$ mm, b. $h_1 = 815$ mm und $h_2 = 200$ mm

Es wird deutlich, dass die Spaltverluste unabhängig vom betrachteten Unterwasserstand im niedrigen Drehzahlbereich den größten Verlustbeitrag liefern. Dieser nimmt mit Zunahme des Gesamtdurchflusses ab, da damit einhergehend auch der prozentuale Anteil der Spaltverluste am Gesamtdurchfluss abnimmt. Die Beschleunigungsverluste nehmen für beide betrachtete Konfigurationen mit Zunahme der Rotationsgeschwindigkeit der Maschine zu, tragen aber nur einen geringen Anteil zu den Gesamtverlusten bei.

In Hinblick auf die Widerstandsverluste ist für die verschiedenen Unterwasserstände ein deutlicher Unterschied erkennbar. Die Verluste nehmen mit Anstieg des Durchflusses zu und sind für einen Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm ab Überschreitung von $1,0 Q_E$ der dominierende Verlustanteil. Für $h_2 = 200$ mm fällt der Verlust aufgrund des Widerstandes deutlich geringer aus.

Die Verluste aufgrund der im Unterwasser vorhandenen Fließgeschwindigkeit tragen bei beiden Unterwasserständen nur einen untergeordneten Anteil zu den Gesamtverlusten bei. Dieser Anteil fällt wegen der höheren Fließgeschwindigkeiten für den niedrigeren Unterwasserstand höher aus. Verluste, welche aus einer nicht optimalen Unterwasserlage resultieren, sind für den Fall eines Unterwassers von $h_2 = 400$ mm nicht vorhanden, da dieser Wasserstand dem idealen Wasserstand entspricht. Für $h_2 = 200$ mm hingegen trägt dieser einen großen Anteil zu den Gesamtverlusten bei, welcher ab $0,8 Q_E$ einem ungefähr gleichbleibenden Betrag entspricht.

Die Verluste aus Reibung können hinsichtlich ihres Anteils am Gesamtverlust nahezu vernachlässigt werden. Gleiches gilt für die Lagerverluste, welche einen konstanten Verlustanteil von 2 Prozentpunkten beitragen und einer pauschalen Annahme entsprechen. Mit Hilfe der entwickelten Theorie können somit die Messwerte sehr gut abgebildet und die einzelnen Verlustanteile analysiert werden.

Ergänzend zu Abbildung 55 werden in Tabelle 5 die prozentualen Anteile der Verlustterme für den maximalen Wirkungsgradbereich ($0,5 < Q/Q_E < 1,0$) aufgeführt. Deutlich wird in beiden Darstellungsformen, dass die Spaltverluste den signifikanten Anteil zu den Gesamtverlusten beitragen. Ebenfalls große Bedeutung weisen in Abhängigkeit der Ober- und Unterwasserstandkonfigurationen die Verluste aus dem Schaufelwiderstand sowie aus einer nicht idealen Lage des Unterwassers auf. Eine vertiefte Analyse der letztgenannten Verluste folgt in Kapitel 5.3.5.

Tabelle 5: Quantifizierung der prozentualen Anteile der Verlustterme an den Gesamtverlusten der Wasserdruckmaschine (Breitenverhältnis 1:2) für den maximalen Wirkungsgradbereich ($0,5 < Q/Q_E < 1,0$)

Art der Verlustleistung	Anteil der Verlustart am Gesamtverlust [%]	
	$h_1 = 815$ mm, $h_2 = 400$ mm	$h_1 = 815$ mm, $h_2 = 200$ mm
Verluste aus Beschleunigung	0,3 – 2,1	0,8 – 3,1
Verluste aus Schaufelwiderstand	2,3 – 16,6	0,3 – 3,3
Verluste aus Spaltdurchflüsse	16,1 – 30,2	18,8 – 40,8
Verluste im Abstrom	0,2 – 0,7	0,2 – 1,1
Verluste durch Unterwasserstand	0	7,6 – 11, 6
Verluste aus Reibung	0	0
Lagerverluste	2,0 – 2,1	2,1 – 2,3

5.3.5. Analyse des Einflusses von Ober- und Unterwasserstand auf das Maschinenverhalten

Im Rahmen der Versuche wurden für verschiedene Varianten der Wasserdruckmaschine sowohl der Ober- als auch der Unterwasserstand variiert. Im Folgenden werden schwerpunktmäßig die Ergebnisse der Wasserdruckmaschine mit diagonal angeordneten, geraden Schaufeln mit einem Maschinen- zu Rinnenbreitenverhältnis von 1:2 dargestellt, da diese Variante das beste Maschinenverhalten aufwies. Ergänzend wird auf Ergebnisse der Versuche an Ausführungen der Wasserdruckmaschine mit einer Schaufelbreite entsprechend der Rinnenbreite zurückgegriffen, welche in Kapitel 5.3.2 und 5.3.3 beschrieben wurden.

Analyse des Einflusses des Oberwasserstandes

Die Betrachtung des Einflusses einer Änderung der Oberwasserspiegellage bei der Wasserdruckmaschine mit einem Maschinen- zu Rinnenbreitenverhältnis von 1:2 zeigt, dass die Auswirkungen in Bezug auf den Wirkungsgrad nicht über den gesamten Durchflussbereich einheitlich sind (Abbildung 56a und c).

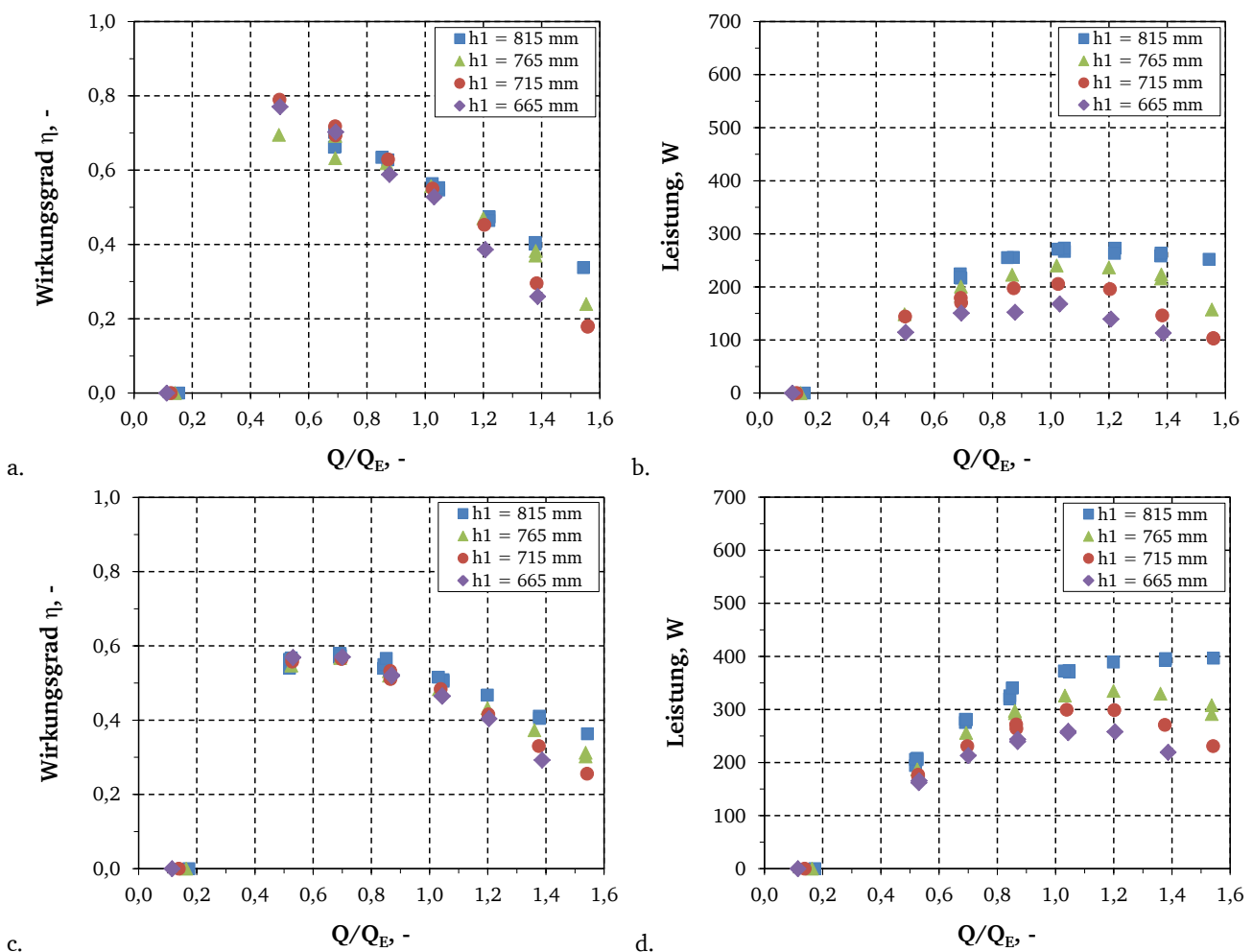


Abbildung 56: Einfluss des Oberwasserstandes für die Wasserdruckmaschine mit dem Breitenverhältnis 1:2 bei Ansatz der gemessenen Durchflüsse auf die Wirkungsgradverläufe und Leistungskurven: a. und b. $h_2 = 400$ mm, c. und d. $h_2 = 200$ mm

Für einen Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm liefern die beiden geringsten Oberwasserstände ($h_1 = 715$ mm und 665 mm) im niedrigen Durchflussbereich ($Q < 0,8 Q_E$) die höchsten Wirkungsgrade (Abbildung 56a). Dahingegen ist bei Unterwasserständen von $h_2 = 200$ mm für diesen Durchflussbereich keine eindeutige Tendenz zu erkennen (Abbildung 56c). Unabhängig vom Unterwasserstand ist jedoch für den Bereich höherer Durchflüsse deutlich zu erkennen, dass der höchste untersuchte Oberwasserstand ($h_1 = 815$ mm) gegenüber niedrigeren Wasserständen zu erheblich höheren Wirkungsgraden führt. Dieses Verhalten wird für den höheren Unterwasserstand ab etwa $1,2 Q_E$

und für den niedrigeren Unterwasserstand bereits ab etwa $0,8 Q_E$ ersichtlich. Es ist somit keine eindeutige Aussage hinsichtlich der optimalen Lage des Oberwasserstandes möglich, da zwischen der Höhe des Durchflusses bzw. der Drehzahl unterschieden werden muss.

Im Rahmen der Versuche mit Schaufeln der Breite $b = 970 \text{ mm}$ zeigt sich für die getesteten Schaufelformen (gerade und diagonal montierte Schaufeln), dass bei einer Oberwasserspiegellage oberhalb der Nabenoberkante ($h_1 = 915 \text{ mm}$) entsprechend einem Überstauen der Maschine gegenüber einer Wasserspiegellage auf Höhe der Nabenoberkante ($h_1 = 815 \text{ mm}$) um bis zu 5 Prozentpunkte geringere maximale Wirkungsgrade erreicht werden (Abbildung 57). Generell liegt die Tendenz vor, dass der höhere Oberwasserstand bei geraden, radial montierten Schaufeln durchweg zu geringeren bis annähernd vergleichbaren Wirkungsgraden führt. Bei diagonal montierten Schaufeln ist dieses Verhalten bis zu einem Durchflussbereich von etwa $0,7 Q_E$ ebenfalls zu beobachten. Erst bei darüber hinausgehenden Durchflüssen führte der höhere Oberwasserstand zu geringfügig höheren Wirkungsgraden.

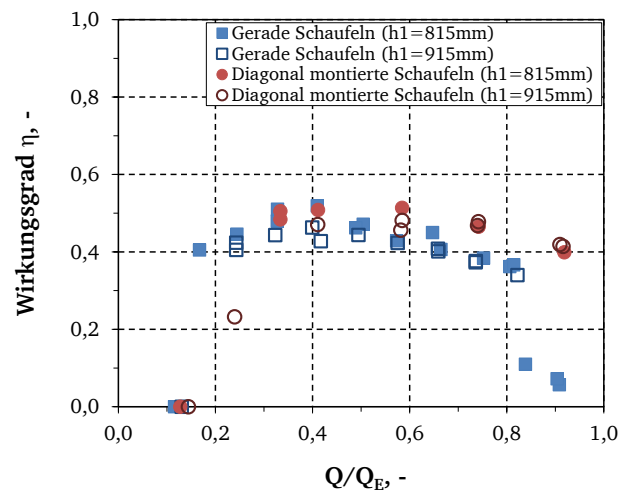


Abbildung 57: Einfluss des Oberwasserstandes für die Wasserdruckmaschine mit diagonal sowie radial montierten, geraden Schaufeln mit dem Breitenverhältnis 1:1 bei Ansatz gemessener Durchflüsse (Q_{mess}) auf die Wirkungsgradverläufe für ein Unterwasserstand von $h_2 = 200 \text{ mm}$

Da im Rahmen der Versuche für den überwiegenden Durchflussbereich ein Oberwasserstand oberhalb der Nabenoberkante zu niedrigeren bzw. im besten Fall vergleichbaren Wirkungsgraden geführt hat, sollte bei Betrieb einer Wasserdruckmaschine der Oberwasserstand im Regelfall nicht über der Nabenoberkante liegen. Lediglich im sehr hohen Durchflussbereich scheinen entsprechend der Ergebnisse für diagonal montierte Schaufeln mit voller Rinnenbreite keine negativen Auswirkungen auf den Wirkungsgrad vorzuliegen.

Im Gegensatz zu den nicht über den gesamten Arbeitsbereich einheitlichen Auswirkungen verschiedener Oberwasserstände auf den Wirkungsgrad zeigt sich bei Betrachtung der gemessenen Leistungen, dass sich bei höheren Oberwasserständen und entsprechend höheren Fallhöhen auch erwartungsgemäß die größeren Leistungen erzielen lassen. Dies gilt für alle untersuchten Wasserdruckmaschinenvarianten (u.a. Abbildung 56b und d).

Entsprechend der vorliegenden Versuchsergebnisse ist zu empfehlen im Regelfall einen Oberwasserspiegel zu vermeiden, welcher oberhalb der Nabenoberkante liegt. Idealerweise sollte, insbesondere für den mittleren und höheren Durchflussbereich, eine Oberwasserspiegellage erreicht werden, welche der Nabenoberkante entspricht. Für den niedrigen Durchflussbereich können auf Basis der durchgeführten Versuche auch um bis zu 38 % des Nabendurchmessers D geringere Oberwasserspiegellagen als geeignet angesehen werden. Dies entspricht in Bezug auf die untersuchte Wasserdruckmaschine einer Wasserspiegellage von 150 mm unterhalb der Nabenoberkante. Generell ist zu beachten, dass die

absolute Wasserspiegeldifferenz einen deutlich größeren Einfluss auf den Wirkungsgrad aufweist als ein idealer Oberwasserstand.

In Abhängigkeit des Oberwasserstandes wurden für die Widerstandsbeiwerte unterschiedliche absolute Werte ermittelt, welche der in Abbildung 58 dargestellten theoretischen Wirkungsgradkurven zu entnehmen sind. Es zeigt sich dabei, dass die Lage des Oberwasserstandes insbesondere in Kombination mit einem höheren Unterwasserstand einen signifikanten Einfluss auf den Beiwert aufweist.

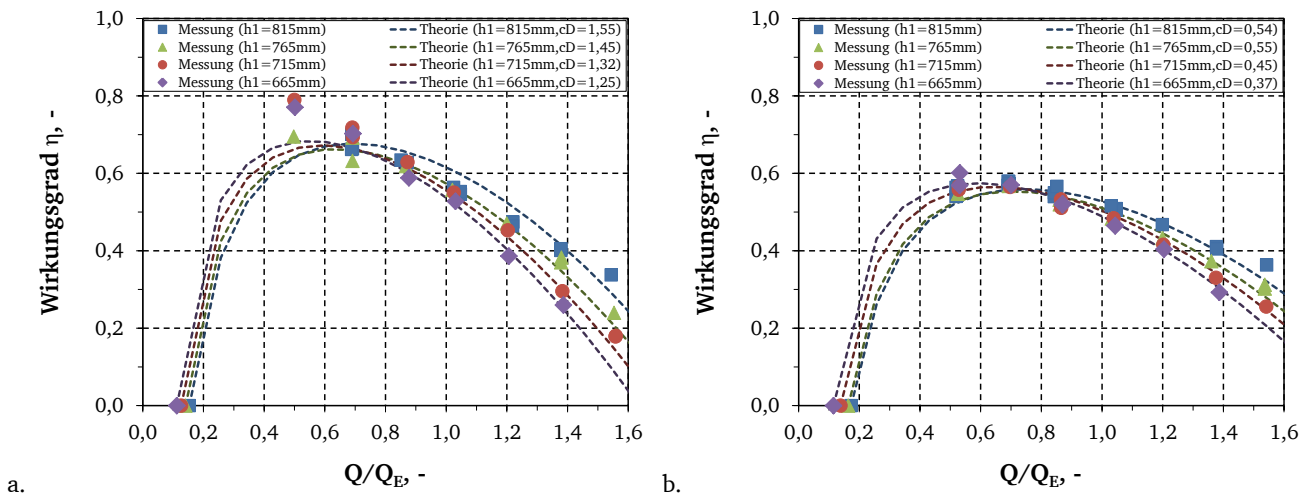


Abbildung 58: Darstellung der für die Wasserdruckmaschine entwickelten Theorie mit den Messwerten für die Wasserdruckmaschine mit einem Maschinen- zu Rinnenbreitenverhältnis von 1:2 in Bezug auf variierte Oberwasserstände für a. $h_2 = 400$ mm und b. $h_2 = 200$ mm

Analyse des Einflusses des Unterwasserstandes

Sowohl für das Verhältnis von Wasserdruckmaschinen- zu Gerinnebreite von 1:1,3 als auch für das im Weiteren näher betrachtete Verhältnis von 1:2 wurden für den höheren Unterwasserstand $h_2 = 400$ mm gegenüber einem Wasserstand von $h_2 = 200$ mm höhere Wirkungsgrade bestimmt (vgl. Kapitel 5.3.4). Dieses Verhalten entspricht den durch die Theorie beschriebenen Auswirkungen in Bezug auf das Verhältnis des Wasserstandes im Unterwasser zu der Wasserspiegellage in der untersten gerade noch geschlossenen Zelle der Wasserdruckmaschine (vgl. Kapitel 4.3.4). Für eine Wasserspiegellage des Unterwassers, die unterhalb derer in der letzten abgeschlossenen Zelle liegt, sind aufgrund eines nicht genutzten Fallhöhenanteils niedrigere Wirkungsgrade zu erwarten. Darauf wurde im Zusammenhang mit der Beschreibung von Verlusten bei Wasserrädern bereits von Redtenbacher (1846) hingewiesen.

In Abbildung 59 werden für zwei Unterwaterkonstellationen die Auswirkungen einer Änderung des Unterwasserstandes auf den Wirkungsgrad sowie die Leistung dargestellt. Dabei zeigt sich, dass mit einem Anstieg des Unterwasserspiegels bei gleichbleibendem Oberwasserstand der Wirkungsgrad höher ausfällt. Bei Betrachtung von $h_2 = 200$ mm und 400 mm wird deutlich, dass mit einer Zunahme des Durchflusses der positive Effekt des höheren Unterwasserstandes abnimmt und ab $1,2 Q_E$ kein Unterschied mehr vorhanden ist. In diesem Bereich scheinen aufgrund der hohen Durchflüsse und damit verbundenen hohen Drehzahlen im Bereich von 15,2 bis 20,4 U/min die Verluste, welche aus einem zu niedrigen Unterwasser resultieren, im Verhältnis zu anderen Verlusten keinen signifikanten Einfluss mehr zu haben. Wie in Abbildung 59 zu erkennen, werden für die niedrigeren Unterwasserstände bei gleichbleibender Oberwasserspiegellage aufgrund der größeren bestehenden Fallhöhe über den gesamten Durchflussbereich höhere Leistungen erzielt.

Ergänzend wird in der auf Basis der für die Wasserdruckmaschine entwickelten Theorie zu erwartende Wirkungsgradverlauf dargestellt. Auch hier scheint mit Zunahme des Durchflusses nicht mehr die Lage

des Unterwasser, sondern eine Zunahme an Turbulenzverlusten, welche im Unterwasser auftreten, zu dem zunehmend stärker werdenden Abfallen der Wirkungsgrade im Falle eines Unterwasserstandes von $h_2 = 400$ mm zu führen.

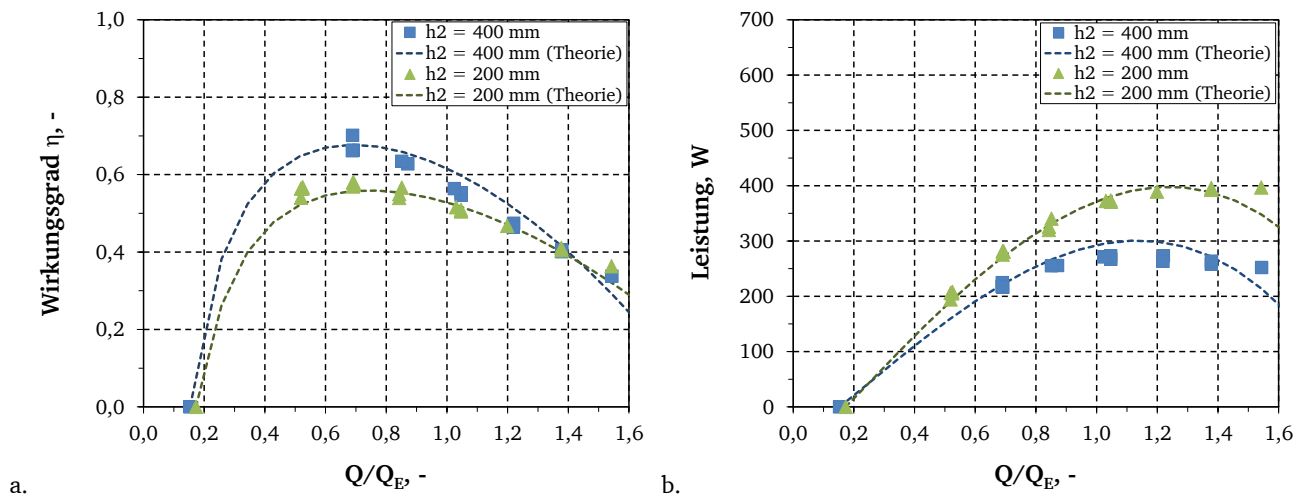


Abbildung 59: Einfluss des Unterwasserstandes bei Ansatz der gemessenen Durchflüsse und einem Oberwasserstand von $h_1 = 815$ mm auf a. die Wirkungsgradverläufe und b. die Leistungskurven für die Wasserdruckmaschine mit diagonal montierten Schaufeln und einem Verhältnis der Schaufel- zu Gerinnebreite von 1:2

Ein verringerter Wirkungsgrad bei niedrigeren Unterwasserständen konnte im Rahmen der Versuche nur bei gegenüber der Rinnenbreite reduzierten Wasserdruckmaschinenbreiten eindeutig beobachtet werden. Wie in Kapitel 5.3.2 und 5.3.3 beschrieben, wurden für gerade, radial montierte sowie gebogene Schaufeln mit einer Breite, die der Rinnenbreite entsprach, für niedrigere Unterwasserstände stets höhere Wirkungsgrade bestimmt (vgl. Abbildung 43a und Abbildung 48a und c). Lediglich für die diagonal montierten Schaufeln zeigte sich eine leichte Tendenz zu höheren Wirkungsgraden für Unterwasserstände, welche dem Wasserstand in der letzten geschlossenen Zelle entsprachen (vgl. Abbildung 53). Diese Beobachtungen weisen darauf hin, dass für die genannten Schaufelausführungen Verluste auftreten, welche den Einfluss des Unterwasserstandes auf den Wirkungsgrad überlagern. Auf Basis der für die Wasserdruckmaschine entwickelten Theorie werden im Folgenden die Verlustterme, welche sich aus dem Schaufelwiderstand sowie durch die Lage des Unterwassers ergeben, für die geraden, radial sowie diagonal montierten Schaufeln für die Maschinen- zu Rinnenbreitenverhältnisse 1:1 sowie 1:2 betrachtet (Abbildung 60).

Dabei ergibt sich für die geraden und die diagonal montierten Schaufeln mit einer Breite entsprechend der Rinnenbreite ein vergleichbares Bild (Abbildung 60a und b). In beiden Fällen führt eine Vernachlässigung der Schaufelwiderstandsverluste dazu, dass das höhere Unterwasser ($h_2 = 400$ mm) auch zu höheren Wirkungsgraden führt. Bei einem Unterwasserstand von $h_2 = 200$ mm ist für gerade Schaufeln bis zu einem Durchfluss von $0,5 Q_E$ und für diagonale Schaufeln bis $0,6 Q_E$ der Verlustanteil aufgrund der Unterwasserlage größer und damit gegenüber den Widerstandsverlusten dominierend. Dahingegen nehmen bei einem Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm die Widerstandsverluste für beide Schaufelformen bereits ab $0,25 Q_E$ deutlich zu und führen zu einem erheblichen Absinken der Wirkungsgradkurven bereits im niedrigen Drehzahlbereich.

Bei Betrachtung der diagonalen Schaufeln mit reduzierter Breite wird deutlich, dass die Verluste aufgrund des niedrigen Unterwasserstandes für $h_2 = 200$ mm über den gesamten untersuchten Durchflussbereich größer sind als die Verluste aus dem Schaufelwiderstand. Deren Verlustanteil bleibt auch im hohen Durchflussbereich relativ gering. Dahingegen steigen die Widerstandsverluste für einen höheren Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm mit zunehmender Durchflusshöhe signifikant an. Der höhere Unterwasserstand führt in diesem Fall für Durchflüsse kleiner $1,4 Q_E$ stets zu höheren Wirkungsgraden, erst darüber hinaus ist der Widerstandsverlust die einflussnehmende Größe.

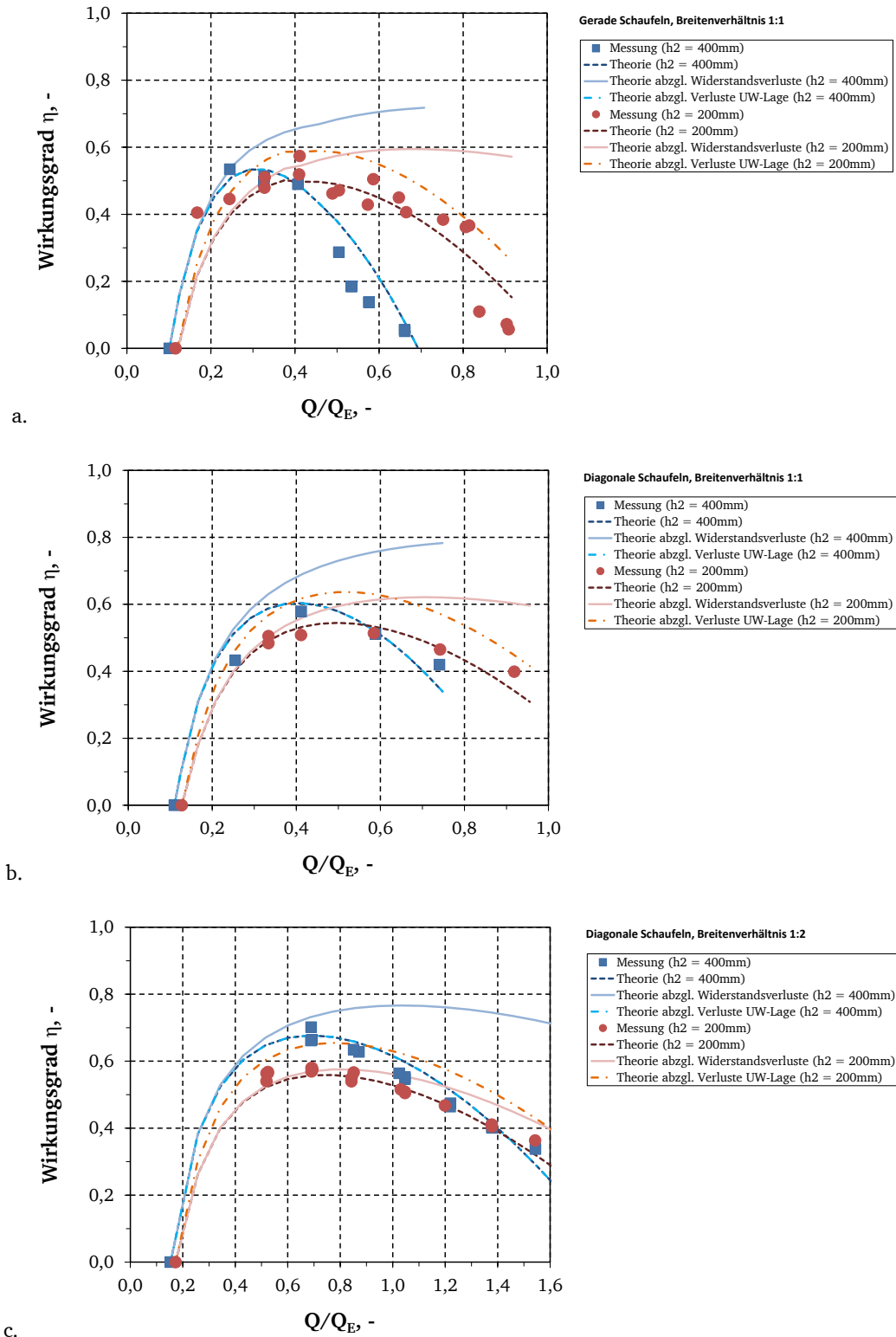


Abbildung 60: Analyse des Einflusses der Widerstandsverluste sowie der Verluste durch die Unterwasserspiegellage in Hinblick auf die entwickelte theoretische Beschreibung der Wasserdruckmaschine mit a. geraden Schaufeln, b. diagonalen Schaufeln und c. diagonalen Schaufeln mit reduzierter Breite (Verhältnis Maschine- zu Rinnenbreite von 1:2) für $h_1 = 815\text{ mm}$

In Abbildung 60a und b wird deutlich, dass für Schaufeln, welche sich über die gesamte Rinnenbreite erstrecken, die Widerstandsverluste die dominierende Verlustgröße darstellen, so dass die Verluste aus der nicht idealen Lage des Unterwassers kaum Einfluss auf den Verlauf der Gesamtwirkungsgradkurve nehmen. Anders verhält es sich bei der Wasserdruckmaschine mit reduzierter Schaufelbreite, da hier-

bei die Verluste aufgrund des Schaufelwiderstandes absolut gesehen deutlich geringer ausfallen und somit Verluste aufgrund der Unterwasserlage an Einfluss gewinnen. Somit gilt, dass zum Erzielen eines hohen Wirkungsgrades bei einer Wasserdruckmaschine mit reduzierter Schaufelbreite auf eine Unterwasserspiegellage zu achten ist, die möglichst der Wasserspiegellage innerhalb des letzten geschlossenen Schaufelvolumens entspricht.

Analyse des Einflusses von Einbauten im Unterwasser

Im Zuge der Untersuchung des Unterwassereinflusses wurde zusätzlich betrachtet, in wieweit Einbauten im Unterwasser einen Einfluss auf den Verlauf der Wirkungsgrad- und Leistungskurven haben. Ziel der Untersuchungen war die Analyse, ob eine teilweise Rückgewinnung der noch im Wasser vorliegenden Energie in Form der Geschwindigkeitshöhe möglich ist, ähnlich der Wirkungsweise eines Diffusors in einer Rohrleitung. In Abbildung 61 sind einige der untersuchten Varianten dargestellt.



Abbildung 61: Einbauten im Unterwasser mit erhöhtem Boden mit Gefälle von 1% (Blick von Unterwasser), a. Symmetrische Leitwände (Winkel: 8°), b. Symmetrische Leitwände (Winkel: 0°) und c. Asymmetrische Leitwände (Winkel: 0° und 8°) während einem Versuch ($Q = 60 \text{ l/s}$, $h_2 = 400 \text{ mm}$)

Bei den betrachteten Einbauten handelte es sich um eine Anhebung der Gerinnesohle im Unterwasser, welche eine Neigung von 1 % aufwies sowie den Einbau von seitlichen Leitwänden mit einem Winkel von 0° bzw. 8°. In allen untersuchten Varianten kam es zu einer Reduzierung des Fließquerschnitts. Die Leitwände wurden sowohl asymmetrisch (d.h. mit unterschiedlichen Öffnungswinkeln auf jeder Seite) als auch symmetrisch (d.h. mit auf beiden Seiten gleichem Winkel) eingebaut. Mit dem Einbauwinkel von 0° wurde versucht, das Wasser etwas länger in den Zellen der Wasserdruckmaschine zu halten, um hierdurch den in Linton (2009) im Zuge der Untersuchungen an einer kleinskaligen Wasserdruckmaschine beschriebenen positiven Effekt auf Leistung und Wirkungsgrad zu nutzen (vgl. Kapitel 4.5).

Durch die untersuchten Modifikationen kam es in keiner der untersuchten Varianten der Einbauten im Unterwasser zu einer Änderung der Leistungswerte oder der Wirkungsgrade der Wasserdruckmaschine. Es wird angenommen, dass es im Rahmen der durchgeführten Versuche zu keinem Spaltdurchfluss aufgrund der diagonal montierten Schaufeln kam und somit die in Linton (2009) beschriebenen positiven Tendenzen nicht zum Tragen kommen konnten. Entsprechend wurden in der vorliegenden Arbeit keine weiteren Betrachtungen in Bezug auf die Installation von Leitwänden im Unterwasser durchgeführt.

5.3.6. Analyse des Rotationsverhaltens der Wasserdruckmaschine

Um die Schwankungen im Drehmoment während der Rotation der Wasserdruckmaschine zu analysieren, wird die von den bislang untersuchten Maschinenvarianten beste Variante „diagonal montierte Schaufeln mit einem Maschinen- zu Rinnenbreitenverhältnis von 1:2“ der Ausgangsgeometrie „diagonale Schaufeln mit einem Breitenverhältnis von 1:1“ für jeweils zwei Durchflüsse gegenübergestellt. In Abbildung 62 ist das Verhalten für einen Durchfluss von etwa 100 l/s für beide Konfigurationen dargestellt, wobei jeweils der Drehmomentverlauf über zwei Umdrehungen dargestellt ist. In *Anhang H* sind die Darstellungen für einen Durchfluss von rund 180 l/s zu finden.

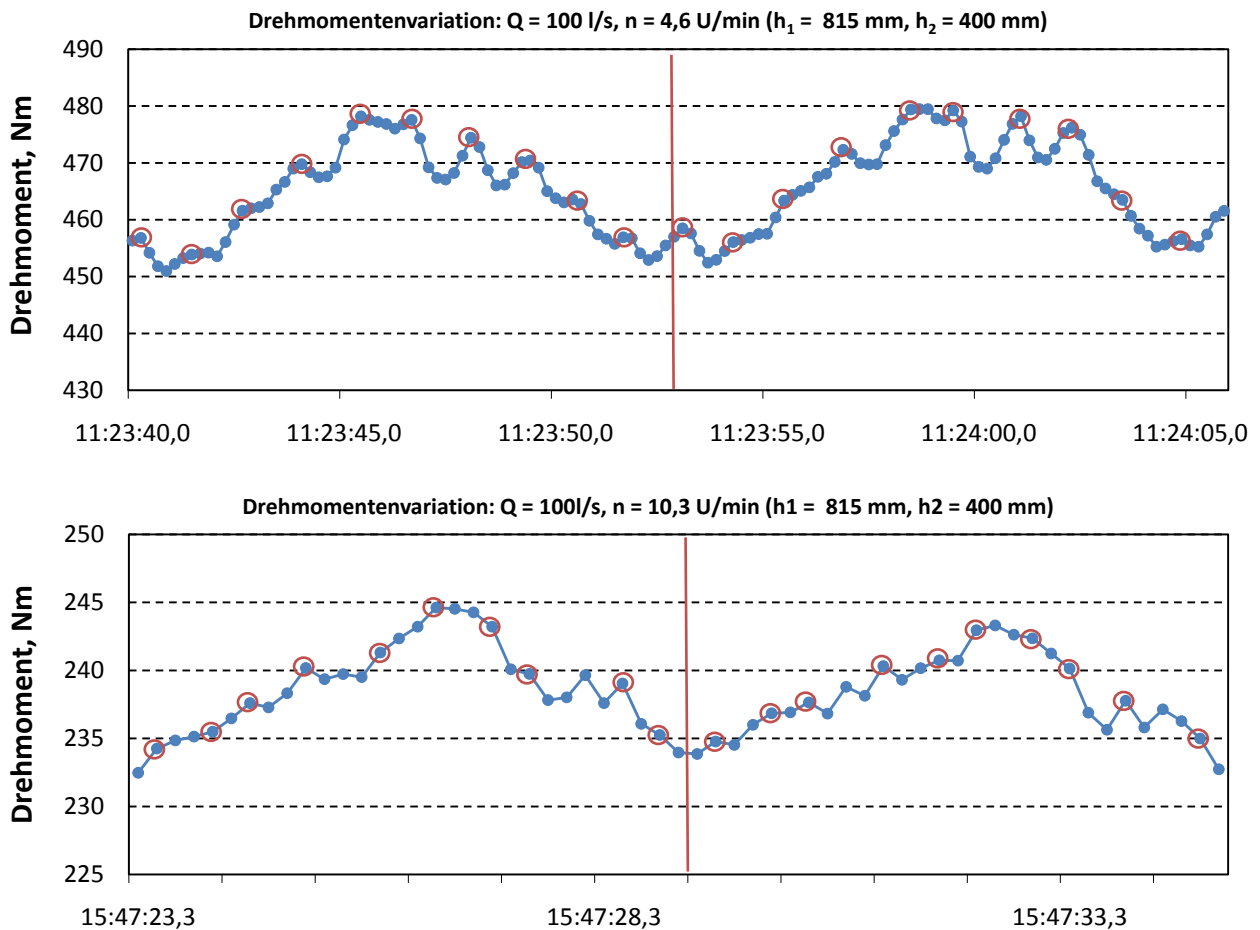


Abbildung 62: Schwankung des Drehmoments für zwei Varianten der Wasserdruckmaschine bei einem Durchfluss von $Q = 100 \text{ l/s}$ für a. Breitenverhältnis von 1:1 ($n = 4,6 \text{ U/min}$) und b. Breitenverhältnis von 1:2 ($n = 10,3 \text{ U/min}$)

Es zeigt sich, dass die Drehmomentschwankungen relativ gering ausfallen. Sie belaufen sich bei dem Breitenverhältnis von 1:1 auf 30 Nm, entsprechend 6,3 % des maximalen Drehmoments (480 Nm) und für das Verhältnis 1:2 auf 12 Nm, entsprechend 4,9 % des maximalen Drehmoments (245 Nm). Für den in *Anhang H* dargestellten höheren Durchfluss ergeben sich Schwankungen von 26 Nm bei einem maximalen Drehmoment von 552 Nm (Verhältnis 1:1) sowie 12 Nm mit einem Maximum von 244 Nm (Verhältnis 1:2). Im Verlauf des Drehmoments sind die Schwankungen aufgrund der einzelnen Schaufeldurchgänge insbesondere für große Durchflüsse nicht sehr stark ausgeprägt, viel deutlicher ist eine auf die Umdrehung bezogene Schwankung zu sehen. Dies kann auf zwei mögliche Ursachen zurückgeführt werden. Zum einen ist es möglich, dass die Wasserdruckmaschine in sich eine Unwucht aufgewiesen hat, zum anderen kann die hydraulische Bremse mit ihrer Bremsscheibe das überlagernde periodische Muster im Drehmomentverlauf verursacht haben. Insgesamt ist die vorhandene Schwankung im Drehmoment jedoch als eher gering einzuordnen.

Kritischer als die Schwankungen im Drehmomentverlauf sind die asymmetrischen Belastungen der Wasserdruckmaschine aufgrund der diagonalen Schaufelanordnung zu sehen. Diese führen dazu, dass eines der beiden Achsenauflager deutlich höhere Lasten aufnehmen muss. Eine erste Möglichkeit zur Reduzierung dieser ungleichen Auflast bietet die Anordnung zweier parallel betriebener Maschinen auf einer Achse mit gegenläufig diagonal angeordneten Schaufeln.

5.4. Diskussion und Beurteilung der Versuchsergebnisse

Die Analysen der Versuchsergebnisse der Untersuchungen an einer Wasserdruckmaschine in einer Laborrinne der Technischen Universität Darmstadt zeigten, dass die Leistungscharakteristik sowie der Wirkungsgrad der Maschine von mehreren Faktoren beeinflusst werden. Hierzu zählen die Spaltweiten, die Schaufelform, das Verhältnis von Maschinen- zu Rinnenbreite sowie die im Ober- und Unterwasser der Maschine vorliegenden Wasserstände.

Bei Betrachtung der Spaltverluste wurde deutlich, dass diese insbesondere im niedrigen Durchflussbereich aufgrund ihres großen Anteils am Gesamtdurchfluss einen signifikanten Einfluss auf den Wirkungsgrad haben. Durch die theoretische Analyse dieses Verlustanteils wurde dargestellt, dass diese Verluste im niedrigen bis mittleren Durchflussbereich den größten Anteil zum Gesamtverlust beitragen (vgl. Abbildung 55). Eine Minimierung des Spaltmaßes ist somit aus hydraulischer Sicht von größter Wichtigkeit. Ein möglicher Ansatz zur Verringerung des Spaltmaßes stellt das Anbringen von Gummidichtungen an den Schaufelkanten dar. Hierdurch konnten für die geraden, radial montierten Schaufeln bei einem Unterwasserstand von $h_2 = 200$ mm insbesondere für niedrige Durchflüsse um bis zu 10 Prozentpunkte höhere Wirkungsgrade erreicht werden. Es ist anzunehmen, dass diese auf der besseren Abdichtung zwischen Schaufelkanten und Bodeneinbauten basierende Wirkungsgradsteigerung auch auf andere Schaufelformkonfigurationen übertragbar ist.

Durch die Optimierung der Schaufelform konnte sowohl die Leistung als auch der Wirkungsgrad der Wasserdruckmaschine verbessert werden. Dabei wurden die besten Ergebnisse bei geraden Schaufeln, die in einem Winkel von 20° diagonal auf der Nabe montiert waren, erreicht. Hierdurch konnten zum einen von der Wasserdruckmaschine höhere Durchflüsse verarbeitet werden und zum anderen stellten sich flachere Wirkungsgradverläufe ein. Es wurde ein maximaler Wirkungsgrad von 0,58 erreicht. Für die einfachen geraden Schaufeln lag dieser im Maximum nur bei 0,53. Die Variante „diagonal montierte Schaufeln“ zeichnete sich dadurch aus, dass im Oberwasser deutlich weniger Wellen erzeugt, weniger Luft eingetragen sowie geringere Turbulenzen hervorgerufen wurden. Auf der Unterwasserseite fand nur noch in sehr geringem Umfang und bei größeren Umdrehungsgeschwindigkeiten ein Anheben von Wasser über den Unterwasserspiegel hinaus statt. Die ebenfalls untersuchten gebogenen Schaufeln führten zu keiner Erhöhung der Wirkungsgrade gegenüber den radial montierten, geraden Schaufeln.

Die Reduzierung der Breite der Wasserdruckmaschine gegenüber der Rinnenbreite führte zu einer weiteren Verminderung der Verluste. Das Wasser konnte nun zusätzlich zu der frontalen Zuströmung ebenfalls lateral in die Schaufelzwischenräume ein- und im Unterwasser wieder austreten, so dass in Bezug auf den Entwurfsdurchfluss Q_E für diese Konfiguration die größten Durchflüsse verarbeitet werden konnten. Eine Maschinen- zu Rinnenbreite im Verhältnis 1:2 lieferte hierbei die höchsten Wirkungsgrade. Vorteilhaft ist hier insbesondere, dass die Wirkungsgrade mit Abnahme der Durchflüsse ansteigen, die Maschine somit insbesondere im Teillastbereich sehr gute Eigenschaften aufweist. Der maximale Wirkungsgrad bei einem Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm betrug 0,70. Bei dieser Konfiguration bildete sich im Oberwasser nur noch eine lokale Turbulenzzone aus und im Unterwasser wurde kein Wasser mehr über den Unterwasserspiegel hinaus angehoben. In Abbildung 63 sind die im Rahmen der Schritte für die Optimierung der Wasserdruckmaschine jeweils gemessenen maximalen Wirkungsgrade dargestellt.

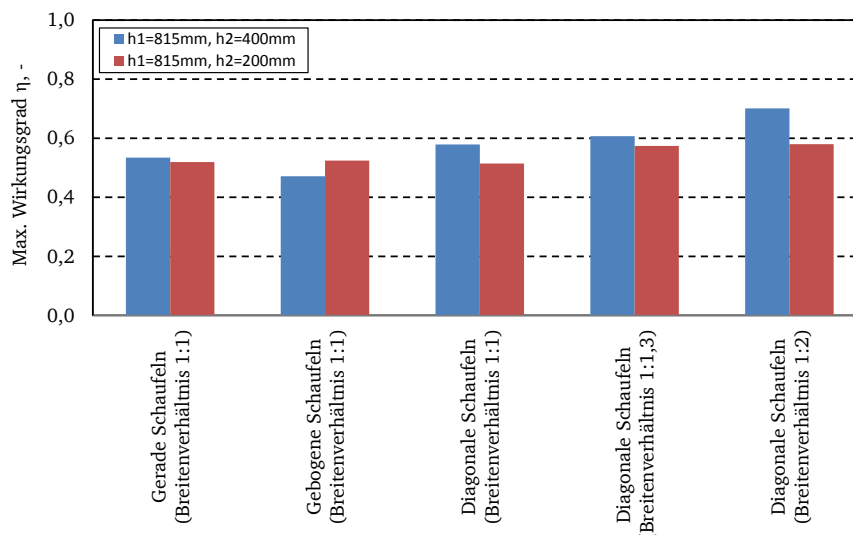


Abbildung 63: Darstellung der gemessenen maximalen mechanischen Wirkungsgrade für verschieden untersuchte Wasserdruckmaschinenkonfigurationen mit Unterscheidung hinsichtlich der Wasserstände im Ober- und Unterwasser

Hinsichtlich einer Aussage zu dem anzustrebenden Unterwasserstand gilt es zwischen Wasserdruckmaschinen, welche die volle Rinnenbreite einnehmen und Maschinen mit reduzierten Breiten zu unterscheiden. Für Schaufelbreiten, die der Rinnenbreite entsprechen, führen niedrigere Unterwasserstände zu höheren Wirkungsgraden. Ursächlich hierfür ist, dass für diese bei der Bewegung durch das Unterwasser geringere Widerstandsverluste auftreten. Der gemessene Unterschied zwischen einem Unterwasserstand von $h_2 = 400$ mm sowie 200 mm in Bezug auf die maximalen Wirkungsgrade betrug für die diagonal montierten Schaufeln 7 Prozentpunkte. Ein gegensätzliches Verhalten wies die Wasserdruckmaschine mit einer gegenüber der Rinnenbreite reduzierten Breite auf. Bei dieser Konfiguration führten höhere Unterwasserständen bei Durchflüssen von bis zu $1,4 Q_E$ zu höheren Wirkungsgraden. Aufgrund des geringeren Versperrungsverhältnisses der Schaufeln gegenüber dem Fließquerschnitt traten niedrigere Widerstandsverluste auf. Hierdurch erhielten die Verluste, welche aus dem gegenüber dem Wasserstand in der letzten abgeschlossenen Zelle zu niedrigen Unterwasserstand (Fallhöhenverlust) resultierten, einen größeren Einfluss auf den Wirkungsgrad. Die maximalen Wirkungsgrade unterschieden sich dabei um 13 Prozentpunkte. Da die Wasserdruckmaschine mit reduzierter Breite zu einer besseren Energieausbeute führte, sollte beim Einsatz der Maschine ein Unterwasserstand angestrebt werden, der ungefähr dem Wasserstand in dem letzten abgeschlossenen Schaufelzwischenraum entspricht. Somit gilt es bei Installation einer neuen Anlage die Höhenlage der Maschinenachse auch in Hinblick auf die vorliegenden Unterwasserstände sorgfältig zu wählen.

Der Oberwasserstand kann durch Regelung der Drehzahl der Wasserdruckmaschine eingestellt werden. Dabei sollte im mittleren bis größeren Durchflussbereich die Lage des Oberwasserspiegels etwa der Nabenoberkante entsprechen. Für niedrige Abflüsse in Abhängigkeit von dem Unterwasserstand kann eine Lage von $0,38 \cdot D$ unterhalb der Nabenoberkante zu höheren Wirkungsgraden beitragen. Eine Wasserspiegellage oberhalb der Nabenoberkante führt insbesondere für kleinere Durchflüsse zu negativen Auswirkungen auf den Wirkungsgrad. Für die darüber liegenden Durchflussbereiche konnten keine eindeutigen negativen Auswirkungen gemessen werden. Insgesamt betrachtet, hat die Lage des Oberwassers einen gegenüber der optimalen Lage des Unterwassers geringeren Einfluss auf den Wirkungsgrad.

Zusammenfassend lässt sich aus den durchgeführten Versuchen ableiten, dass eine optimale Energieausbeute durch Wasserdruckmaschinen mit diagonal angeordneten Schaufeln und einem Verhältnis von Schaufel- zu Gerinnebreite von 1:2 erzielt wird. Hierdurch werden Verluste im Bereich des Ein- und Austauchens der Schaufeln sowie durch Widerstände bei der Schaufelbewegung durch das Wasser

minimiert. Zur Optimierung sollten an den Schaufelkanten Gummidichtungen angebracht werden, um die Spaltverluste auf ein Minimalmaß zu reduzieren.

Weiterhin sollte die Maschine ausreichend groß dimensioniert werden, so dass die Drehzahlen zum Verarbeiten der Durchflüsse nicht zu groß werden, da es damit einhergehend zu einem Anstieg der Verluste kommt. Dabei gilt, dass eine Rotationsgeschwindigkeit von 0,8 m/s bezogen auf die Schaufelmitte, entsprechend einer Drehzahl von etwa 13 U/min an der betrachteten Wasserdruckmaschine, nach Möglichkeit nicht überschritten werden sollte. Des Weiteren sollte die Wasserdruckmaschine am vorgesehenen Standort so eingebaut werden, dass die Unterwasserstände möglichst dicht an die Nabenunterkante heranreichen, um hierdurch dem Wasserstand in der letzten geschlossenen Zelle entsprechen zu können. Eine Einstellung des Oberwasserstandes ist durch Regelung der Maschinendrehzahl möglich. Die Oberwasserstände sollten dabei etwa auf Höhe der Nabenoberkante eingestellt werden. Im niedrigen Durchflussbereich sind auch Oberwasserstände bis zu $0,38 \cdot D$ unterhalb der Nabenoberkante möglich, da hierdurch sogar etwas höhere Wirkungsgrade zu erzielen sind. Da die Lage des Unterwasserstandes gegenüber der des Oberwasserstandes einen deutlich größeren Einfluss aufweist, ist der Einbau einer Wasserdruckmaschine vorrangig an den vorherrschenden Unterwasserständen auszurichten. Einen Überblick der aus den Versuchen im halbtechnischen Maßstab und den darauf aufbauenden modellspezifischen Analysen abgeleiteten Empfehlungen für eine optimierte Gestaltung der Wasserdruckmaschine gibt Abbildung 64.

Betrachteter Parameter	Einfluss des Parameters	Empfehlungen aus Modellversuchen
Spaltweiten	sehr großer Einfluss auf Wirkungsgrad, insbesondere im niedrigen Durchflussbereich	Anbringen von Gummidichtungen an den Schaufelkanten
Schaufelform	großer Einfluss auf Ein- und Austauschverhalten u. Widerstand bei Schaufelbewegung durch das Wasser	Diagonale Schaufelanordnung mit Winkel von 20°
Breitenverhältnis von Wasserdruckmaschine und Gerinne	großer Einfluss auf Wirkungsgrad	Mindestbreitenverhältnis von 1:2 führt zu Verbesserung der seitlichen Zuströmung und Entlüftung
Unterwasserstand	großer Einfluss auf Wirkungsgrad, erhöhte Verluste bei niedrigem Unterwasserstand	Tiefer Einbau der Maschine, so dass Unterwasserstand möglichst dem Wasserstand in letzter Zelle entspricht
Oberwasserstand	geringer Einfluss auf Wirkungsgrad	Einstellung des Oberwasserstandes auf Höhe der Nabenoberkante bzw. geringfügig niedriger
Einbauten im Unterwasser	kein Einfluss auf Wirkungsgrad	Keine Maßnahme erforderlich
Drehzahl	großer Einfluss , Zunahme der Drehzahl führt zu erhöhten Verlusten	Ausreichend große Dimensionierung der Maschine, um Drehzahl möglichst niedrig zu halten

Abbildung 64: Empfehlungen zur optimierten Gestaltung der Wasserdruckmaschine auf Grundlage der Untersuchungen im halbtechnischen Maßstab

Die in Kapitel 4.3 entwickelten theoretischen Ansätze zur Beschreibung der Verluste an einer Wasserdruckmaschine konnten die durch Versuche in einer Laborrinne ermittelten Messwerte (Wirkungsgrad- und Leistungskurven) gut abbilden. Die für die Bestimmung des Widerstandsverlustes erforderlichen Beiwerte konnten empirisch ermittelt werden und sind sowohl von der Schaufelform als auch von der Wasserspiegellage im Unterwasser abhängig. Durch die Theorie kam es im sehr hohen Drehzahlbereich (ab etwa 18 U/min) zu einer leichten Überschätzung der auftretenden Verluste, so dass in diesem Bereich ihre Anwendungsgrenze zu sehen ist (vgl. Abbildung 54).

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass eine Optimierung der Wasserdruckmaschine in einem bislang nicht untersuchten Größenmaßstab erfolgreich durchgeführt werden konnte und die entwickelte Theorie eine gute Abbildung des Verhaltens der Maschine ermöglicht.

5.5. Einbau einer Wasserdruckmaschine im Naturmaßstab

Zur Bestimmung der Eigenschaften einer Wasserdruckmaschine in Hinblick auf Leistung und Wirkungsgrad in einer realen Anwendungssituation wurden als Ergänzung zu den Versuchen zur hydraulischen Optimierung im Labor zwei Maschinen in Feldversuchen untersucht (vgl. Müller et al., 2012; Bozhinova et al., 2012). Die beiden Prototypen wurden an einem ehemaligen Mühlenstandort im Spessart (Gewässer: Lohr) sowie an einem bestehenden Wehr in Bulgarien (Gewässer: Iskar) eingebaut. Im Folgenden werden die Standorte sowie die durchgeführten Versuche vorgestellt. Es folgt eine vergleichende Betrachtung der Daten der Feldversuche mit den Labormesswerten.

5.5.1. Prototyp einer Wasserdruckmaschine im Spessart (Lohr)

Standort

Ein Prototyp der optimierten Wasserdruckmaschine mit einer installierten Leistung von 5 kW wurde an einem ehemaligen Mühlenstandort in Partenstein an der Lohr (Kreis Main-Spessart) installiert. Dort war bis zur Demontage in den 1940ern ein Zuppinger-Rad mit einem Durchmesser von 5,5 m und einer Breite von 1,5 m installiert, das zuerst eine Getreide- und später eine Schwerspatmühle antrieb. Seit dem Abbau des Wasserrades an der „Oberen Mühle“ fand keine Nutzung der Wasserkraft an diesem Standort statt, der Mühlgraben und das Absturzbauwerk im Bereich des ehemaligen Wasserrades sind jedoch bis heute in ihrer ursprünglichen Form erhalten geblieben (Abbildung 65).



Abbildung 65: a. Absturzbauwerk am Standort des ehemaligen Zuppinger-Rades im Mühlgraben (Fallhöhe: 1,2 m), b. Entnahmewehr mit zwei Wehrfeldern (Mittlere Fallhöhe: 0,6 m)

Das Wasser für den Mühlgraben wird etwa 100 m oberstrom der Mühle mit Hilfe eines zweiteiligen Wehres mit einer mittleren Fallhöhe von 0,6 m der Lohr entnommen und rund 50 m unterstrom dem Gewässer wieder zugeführt. Am ehemaligen Standort des Wasserrades kann eine Gesamtfallhöhe von 1,2 m genutzt werden. Der Mühlgraben weist dabei eine mittlere Breite von 2,2 m und Tiefen zwischen 0,5 und 0,6 m auf.

Die Lohr hat am Pegel Frammersbach, welcher sich rund 3,5 km oberstrom des betrachteten Standorts befindet, einen mittleren Niedrigwasserabfluss MNQ von $0,18 \text{ m}^3/\text{s}$, einen mittleren Abfluss MQ von $1,03 \text{ m}^3/\text{s}$ und einen Hochwasserabfluss HQ von $15,9 \text{ m}^3/\text{s}$. Im Rahmen der befristeten wasserrechtlichen Erlaubnis wurden eine Mindestwassermenge von $0,35 \text{ m}^3/\text{s}$ und eine maximale Nutzwassermenge von $1,3 \text{ m}^3/\text{s}$ festgelegt.

Anlage

Die Wasserdruckmaschine am Standort Partenstein wies einen Gesamtdurchmesser von 2.450 mm, einen Nabendurchmesser von 1.050 mm sowie eine Breite von 820 mm auf. Die Maschine besaß 12 gerade Schaufeln mit Tiefen von 0,7 m. Diese waren in einem Winkel von 15° auf der Nabe befestigt. Sie wurde aus Stahl gefertigt, wobei die Einzelteile geschweißt oder verschraubt wurden. Damit der

Querschnitt nach Oberstrom abgeschlossen war, wurde unterhalb der Maschine ein Segment mit einer 30°-Krümmung aus Ortbeton hergestellt und seitlich Bleche mit Höhen von 2.100 mm installiert (Müller et al., 2012). Diese hielten die Auflager und dienten als Wehr. Weitere Abmessungen und die Wasserspiegellagen sind Abbildung 66a zu entnehmen. Die Anlage wurde bezogen auf die Maschinenachse etwa 2.500 mm unterhalb des bestehenden Absturzbauwerkes im Mühlgraben installiert. Das Absturzbauwerk selbst wurde um eine betonierte Rampe ergänzt. Unmittelbar oberhalb der Rampe wurde ein Schütz errichtet, um die Maschine anfahren, abschalten und warten zu können.

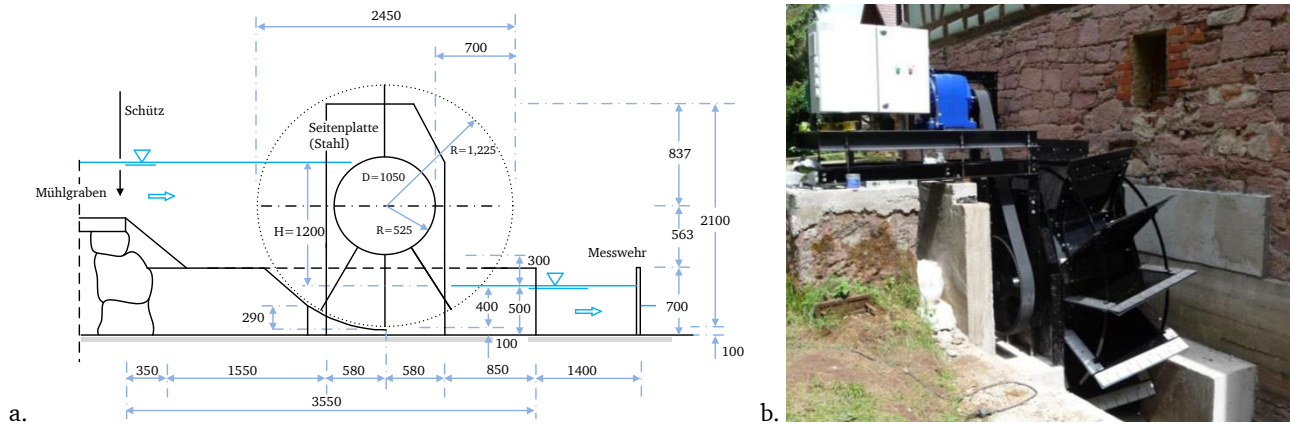


Abbildung 66: a. Längsschnitt mit Abmessungen der Anlage (nach Müller et al., 2012), b. Installierte Wasserdruckmaschine (5 kW), Blick von Unterstrom

Die Lastabnahme befand sich an dem in Fließrichtung gesehen rechten Achsenende (Abbildung 66b). Dort wurde mittels eines Zahnriemens die Last von einer Zahnriemenscheibe mit einem Durchmesser von 750 mm auf ein Zahnrad mit 150 mm Durchmesser (Übersetzung 1:5) und weiter auf ein 1:6 Getriebe übertragen (Müller et al., 2012). Das Getriebe, der daran angeschlossene Generator sowie der Frequenzumrichter waren auf dem ehemaligen Außenlager des Wasserrades hochwassersicher untergebracht.

Die Wasserdruckmaschine wurde auf einen Entwurfsdurchfluss von $Q_{\text{Entwurf}} = 0,635 \text{ m}^3/\text{s}$ ausgelegt. Die optimale Drehzahl lag im Bereich zwischen 1 und 12,5 U/min (Schneider et al., 2012). Die installierte elektrische Leistung betrug am Standort 5 kW, wobei die Lastabnahme (Getriebe, Generator und Frequenzumrichter) auf 6 kW ausgelegt wurde. Die Anlage wurde an das öffentliche Stromnetz angeschlossen und zwischen Juni 2011 und Februar 2012 im diskontinuierlichen Probebetrieb gefahren, d.h. die Anlage lief zwischen den einzelnen Testphasen nicht durchgehend unter Last. Aufgrund der erloschenen wasserrechtlichen Erlaubnis konnte nach Februar 2012 kein Anlagenbetrieb mehr stattfinden.

Im Einlaufbereich zum Mühlgraben wurde ein 15 mm Rechen installiert. Dieser verhinderte zum einen das Einschwimmen von Fischen in den Graben und zum anderen diente er dem Abhalten von Treibgut. Zusätzlich wurde oberhalb der Sohlschwelle im Mühlgraben ein weiterer Rechen mit einer lichten Weite von 100 mm eingebaut. Dieser sollte sowohl in das Wasser fallende Personen und Tiere von der Maschine fernhalten als auch in den Mühlgraben fallendes größeres Treibgut wie beispielsweise Äste abfangen. Für den Bereich des Mühlgrabens wurde nicht erwartet, dass es zu erheblichem Sedimenttransport kommt, da dieser vor Installation der Anlage höheren Fließgeschwindigkeiten ausgesetzt und somit eine Mobilisierung von bisher nicht transportiertem Sediment nicht anzunehmen war. Zusätzlich zu den Baumaßnahmen im Mühlgraben wurden im Bereich des Entnahmewehres bauliche Änderungen vorgenommen. Um eine mögliche Verbesserung der Durchgängigkeit für die Dauer des Projektes zu erreichen, wurde beispielsweise die vorhandene Gesamtfallhöhe durch die Errichtung einer beckenartigen Struktur auf mehrere Einzelfallhöhen aufgeteilt (Abbildung 67).



Abbildung 67: Modifikation des rechten Feldes des Entnahmewehres

Versuchsdurchführung

Um die relevanten Messgrößen bei Durchführung der Versuche ermitteln zu können, wurden die Generatorleistung sowie die ins Netz eingespeiste Leistung innerhalb der Steuerungseinheit abgespeichert und unmittelbar abgelesen bzw. nachträglich ausgelesen (Müller et al., 2012). Die Leistung der Wasserdruckmaschine sowie der zugehörige mechanische Wirkungsgrad wurden unter Berücksichtigung der Kennwerte der Hersteller von Frequenzumrichter, Generator, Getriebe und Zahnriemen ermittelt. Die Drehzahl wurde mittels einer Stoppuhr und die Wasserstände mit Hilfe von Messzylindern und darin befindlichen Maßbändern bestimmt. Die Messzylinder kamen zum Einsatz, um die durch die Maschinenrotation hervorgerufenen Oberflächenwellen zu dämpfen. Zusätzlich wurde rund 2,4 m unterhalb der Maschine zeitweilig ein Messwehr über den gesamten Fließquerschnitt installiert, um sowohl die Spaltverluste als auch die Durchflussmenge zu bestimmen. Weiter wurde mittels Flügel-Messungen der Zusammenhang zwischen Durchfluss und Umdrehungszahl der Wasserdruckmaschine untersucht.

Ergebnisse

In dem betrachteten Versuchszeitraum (Juli bis September 2011) konnten aufgrund von Niedrigwasserabflüssen in der Lohr für die Beaufschlagung der Wasserdruckmaschine lediglich Durchflüsse im Bereich zwischen 0,21 und 0,57 Q_{Entwurf} eingestellt werden (Testserie 1: $Q < 0,3 Q_{\text{Entwurf}}$, Testserie 2: $0,33 Q_{\text{Entwurf}} < Q < 0,54 Q_{\text{Entwurf}}$ und Testserie 3: $0,31 Q_{\text{Entwurf}} < Q < 0,54 Q_{\text{Entwurf}}$). Die Lage des Ober- und Unterwasserspiegels war dabei nicht steuerbar.

Für die in Abbildung 68 dargestellten Testserien 1 und 2 schwankten die Unterwasserstände im Bereich zwischen 130 und 210 mm in Bezug auf die untere Schaufelkante und für die Testserie 3 im Bereich von 400 bis 500 mm. Insgesamt variierten die Fallhöhen zwischen 930 und 1.230 mm. Die Spaltverluste, welche aus der Differenz zwischen gemessenem und aus der Drehzahl berechnetem (vergleichbar Q_{ideal}) Durchfluss bestimmt wurden, werden in Abhängigkeit der Fallhöhe mit 12 bis 24,7 l/s angegeben. (Müller et al., 2012)

Für die Testserien 1 und 2 wurden Gesamtwirkungsgrade zwischen 0,48 und 0,54 erreicht, wohingegen für Testserie 3 deutlich höhere Werte von bis zu 0,65 ermittelt wurden. Aufgrund der höheren Unterwasserstände in Testserie 3 und der gegenüber der Kanalbreite reduzierten Maschinenbreite waren die höheren Gesamtwirkungsgrade zu erwarten (vgl. Kapitel 0). Die basierend auf den gemessenen Durchflüssen (einschließlich Spaltverlusten) bestimmten mechanischen Wirkungsgrade liegen im Bereich zwischen 0,75 und 0,83 und weisen damit über den gesamten betrachteten Durchflussbereich relativ konstant bleibende Wirkungsgrade auf (Abbildung 68). Eine Gegenüberstellung in Hinblick auf die im Labor gemessenen Wirkungsgrade erfolgt in Kapitel 5.6.

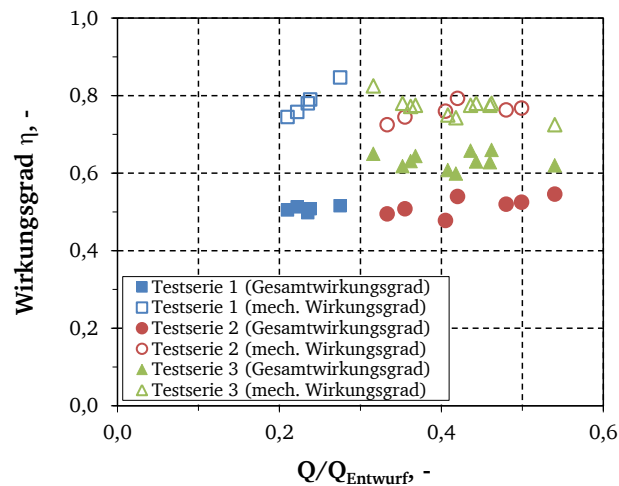


Abbildung 68: Elektrische und mechanische Wirkungsgrade der Wasserdruckmaschine im Spessart für Messungen im Zeitraum Juli bis September 2011 (basierend auf Müller et al., 2012)

5.5.2. Prototyp einer Wasserdruckmaschine in Bulgarien (Iskar)

Standort

Zusätzlich zu dem beschriebenen Prototyp einer Wasserdruckmaschine im Spessart wurde in Bulgarien eine Anlage im Fließgewässer Iskar etwa 35 km südöstliche von Sofia sowie 3 km Oberstrom des Iskar-Stausees installiert. An diesem Standort befand sich vor Beginn der Baumaßnahme zur Errichtung der Anlage für die Wasserdruckmaschine ein Beton-Messwehr, welches sich über den gesamten Fließquerschnitt des Flusses erstreckte (Abbildung 69a). Die Fallhöhe betrug rund 0,5 m. Der mittlere Abfluss des Iskars wurde für diesen Standort mit 9,91 m³/s angegeben (Andreev et al., 2012).



Abbildung 69: a. Bestehendes Wehr im Fluss Iskar vor der Baumaßnahme, b. Gesamtanlage der Wasserdruckmaschine nach Fertigstellung (CORDIS, 2013)

Anlage

Der Wasserdruckmaschinen-Prototyp in Bulgarien wies einen Gesamtdurchmesser von 2.400 mm, einen Nabendurchmesser von 1.000 mm und eine Breite von 2.000 mm auf. Auf der Nabe wurden 10 in einem Winkel von 15° diagonal angeordnete gerade Schaufeln angebracht (CORDIS, 2013). Die Anlage wurde auf einen Ausbaudurchfluss von 2,0 m³/s und eine Fallhöhe von 1,0 m ausgelegt.

Für den Einbau der Maschine wurde am linken Flussufer ein Kanal mit einer Gesamtlänge von 34,5 m und einer Breite von 3,0 m errichtet (Abbildung 69b). Der Einlauf zur Maschine wurde dabei trichterförmig ausgebildet und verjüngte sich von 6,8 auf 3,0 m. In dem Einlaufbereich wurden ein Rechen und ein Tafelschütz installiert, welches der Durchflussregelung für die später durchzuführenden Versu-

che dienen sollte (Andreev et al., 2012). Im seitlichen Bereich des Zulaufkanals wurde ein Streichwehr errichtet, um eine Überströmung der Wasserdruckmaschine zu verhindern.

Die Kanallänge im Unterstrom der installierten Wasserdruckmaschine betrug 15,0 m. Um die geplante Fallhöhe von 1,0 m an der Maschine zu erreichen, musste das bestehende Wehr und damit der Aufstau im Gewässer um 0,5 m erhöht werden. Als Baumaterial für den Kanal und die Wehrerhöhung wurden Gabionen verwendet, auf welche Spritzbeton aufgetragen wurde (Andreev et al., 2012). Parallel zu dem Kanal für die Wasserdruckmaschine wurde eine Fischaufstiegsanlage errichtet, welche als Beckenpass ausgeführt wurde (Abbildung 69b). Im Rahmen von fischökologischen Untersuchungen wurde neben den Auswirkungen der Maschine auf abwärts und die Anlage passierende Fische auch die Funktionsfähigkeit der Aufstiegsanlage untersucht. Diese Untersuchungen werden in Kapitel 6.4 aufgegriffen.

Versuchsdurchführung

Für die Lastabnahme wurde ein 2-stufiges Getriebe mit einem Übersetzungsverhältnis von 1:8 an einen Permanentmagnetgenerator mit einer elektrischen Leistung von 20 kW angeschlossen. Da die Anlage nicht an das öffentliche Stromnetz angeschlossen wurde, konnten mittels einer Lastbank verschiedene Widerstände aufgebracht werden, um so die Umdrehungsgeschwindigkeit der Wasserdruckmaschine zu steuern. Die Messung des Drehmoments erfolgte mittels eines Drehmomentsensors, welcher zwischen Getriebe und Generator eingebaut war. (CORDIS, 2013)

Im Rahmen der Untersuchungen wurden verschiedene Ober- und Unterwasserstände sowie Durchflüsse bzw. Drehzahlen eingestellt. Der Oberwasserstand wurde dabei zwischen einem Wasserstand von 200 mm oberhalb bis zu 400 mm unterhalb der Nabenoberkante variiert. Der Durchfluss konnte mittels eines im Unterwasserkanal installierten Messwehres bestimmt werden (Bozhinova et al., 2012). Der Unterwasserstand betrug bei den nachfolgend vorgestellten Ergebnissen etwa die Hälfte der Schaufeltiefe und stand somit ca. 350 mm unterhalb der Nabenunterkante an.

Ergebnisse

Wie in Abbildung 70 dargestellt, wurden für alle Oberwasserstände maximale mechanische Wirkungsgrade von mindestens 0,7 erreicht. Die Darstellung basiert auf den anhand der Drehzahl der Maschine bestimmten idealen Durchflüssen (vgl. Kapitel 5.3.2). Das Unterwasser stand bei allen Messungen etwa auf halber Schaufeltiefe an.

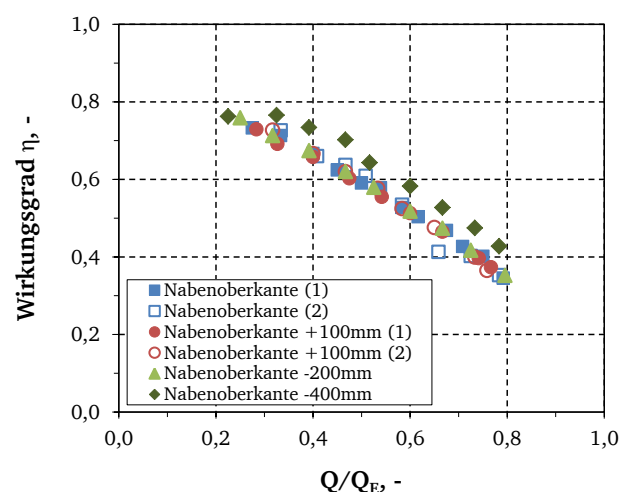


Abbildung 70: Mechanische Wirkungsgrade der Wasserdruckmaschine am Fließgewässer Iskar in Bulgarien (basierend auf Bozhinova et al., 2012)

Der höchste Wirkungsgradverlauf stellte sich dabei bei einem Oberwasserstand ein, welcher 400 mm unterhalb der Nabenoberkante lag. Insgesamt zeigt sich die Tendenz, dass mit Zunahme des Oberwas-

serstandes die zu erreichenden Wirkungsgrade niedriger werden. Gleiches Verhalten zeigt sich bei Zunahme der Durchflussmenge und der Drehzahl. Zusätzlich wird deutlich, dass stets nur in einem geringen Teillastbereich (0,2 bis 0,4 Q_E) hohe Wirkungsgrade erzielt werden können.

Die maximale gemessene Leistung betrug rund 7,5 kW und stellte sich bei einem Oberwasserstand von 100 mm oberhalb der Nabenoberkante und einer Drehzahl von 9 U/min ein (Bozhinova et al., 2012). Generell konnte festgestellt werden, dass mit Zunahme des Oberwasserstandes auch die zu erzielende Leistung anstieg.

5.6. Diskussion der Untersuchungen im Labor- und Feldversuch

Ein Vergleich der Labor- und Felduntersuchungen ist aufgrund der voneinander abweichenden geometrischen Parameter der untersuchten Wasserdruckmaschinen nicht direkt möglich. Zum einen unterscheiden sich die absoluten geometrischen Abmessungen und zum anderen liegen unterschiedliche Verhältnisse der Abmessungen zueinander vor.

In der Versuchsrinne wurde eine Wasserdruckmaschine mit einer Schaufelanzahl von 10 und einem Schaufelanstellungswinkel von 20° untersucht. Die im Spessart eingesetzte Wasserdruckmaschine wies 12 Schaufeln mit Winkeln von 15° auf, in Bulgarien wurde eine Maschine mit 10 Schaufeln sowie Schaufelanstellungswinkeln von 15° installiert. Zusätzlich unterschieden sich die Verhältnisse von Nabendurchmesser zu Schaufellänge sowie von Schaufellänge zu Schaufelbreite zum Teil signifikant. Die Größe der beiden in der Natur untersuchten Wasserdruckmaschinen demgegenüber war vergleichbar. So wiesen beide einen Durchmesser von etwa 2.400 mm auf. Lediglich die Maschinenbreiten unterschieden sich. Dahingegen entspricht die in der Laborrinne untersuchte Wasserdruckmaschine nur etwa dem halben Durchmesser der Prototypen. Allerdings wäre auch diese Anlage bereits für den Einsatz in der Natur an Standorten mit niedrigsten Fallhöhen geeignet. Alle für die folgende Bewertung relevanten Maschinenparameter sind in Tabelle 6 aufgeführt. Die unterschiedliche geometrische Ausführung der drei Wasserdruckmaschinen ist auf zum Teil parallel ablaufende Untersuchungen bzw. sich überschneidende Planungsphasen zurückzuführen.

Tabelle 6: Gegenüberstellung der geometrischen Parameter der betrachteten Wasserdruckmaschinen in der Versuchsrinne und in der Natur (Gewässer: Lohr und Iskar)

Parameter	Laborrinne (D=1200 mm)	Spessart (Lohr) (D=2450 mm)	Bulgarien (Iskar) (D=2400 mm)
Schaufelanzahl	10	12	10
Anstellwinkel	20°	15°	15°
Nabendurchmesser zu Schaufellänge D/l	1,0	0,7	0,7
Schaufellänge zu Schaufelbreite b/l	1,2	1,2	2,9

Neben den in der Tabelle aufgeführten Abweichungen in der geometrischen Gestaltung der Wasserdruckmaschinen wich auch die Ausführung des Ein- und Auslaufbereichs voneinander ab. Ebenfalls soll an dieser Stelle auf die unterschiedlichen Methoden zur Messwerteermittlung bei den drei Versuchsanordnungen hingewiesen werden. Im Labor konnten alle Parameter (Drehzahl, Drehmoment, Wasserstände, Durchfluss) mit Ausnahme der Spaltdurchflüsse direkt mittels der installierten Messtechnik ermittelt werden. In Bulgarien konnten ebenfalls nahezu alle Parameter mittels Messtechnik bestimmt werden. Einzige Ausnahme bildete hierbei die Bestimmung des Durchflusses. Dieser wurde teilweise indirekt über ein im Auslaufkanal angeordnetes Wehr bzw. mittels des theoretisch idealen Durchflusses Q_{ideal} bestimmt. Im Spessart hingegen konnte nur in geringem Umfang automatisierte Messtechnik eingesetzt werden. Daher musste die Drehzahl mit Hilfe einer Stoppuhr und die Wasserstände mit Hilfe von fest installierten Messlatten ermittelt werden. Der Durchfluss wurde mittels eines temporär installierten Messwehres, dem anhand der Drehzahl ermittelten idealen Durchfluss Q_{ideal} so-

wie Flügelmessungen bestimmt. Die mechanische Leistung der Wasserdruckmaschine wurde durch Rückrechnung aus der ins Netz eingespeisten Leistung ermittelt, so dass hier Verluste für den zwischengeschalteten Generator, den Frequenzumrichter und das Getriebe anzusetzen waren. Insgesamt zeigte sich, dass in den Naturversuchen insbesondere die Ermittlung des Durchflusses große Schwierigkeiten bereitete.

In Abbildung 71 sind die Wirkungsgradverläufe der Messungen in der Versuchsrinne und an den beiden Standorten an Fließgewässern dargestellt. Um eine Vergleichbarkeit herzustellen, wurden statt der gemessenen Durchflüsse jeweils die theoretisch bestimmbar, idealen Durchflüsse Q_{ideal} angesetzt. Die dargestellten Ergebnisse sind auf einen Unterwasserstand bezogen, welcher auf Höhe der halben Schaufellänge anstand.

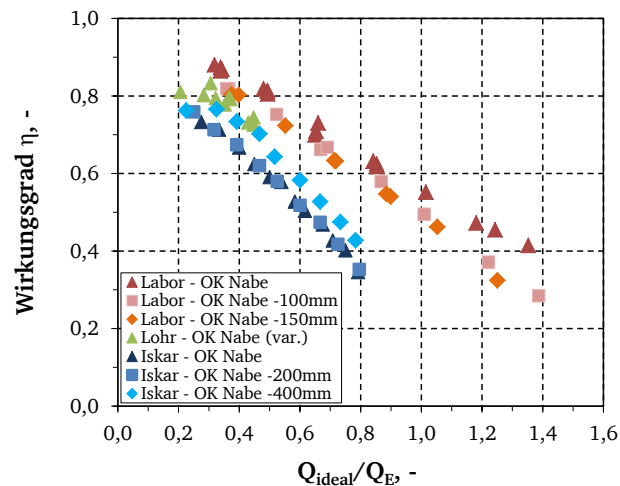


Abbildung 71: Gegenüberstellung der Wirkungsgrade der Wasserdruckmaschine im Labor und in Feldversuchen an Lohr und Iskar (Messwerte Isar basierend auf Bozhinova et al., 2012, Messwerte Lohr basierend auf Müller et al., 2012)

Die Versuchsauswertung zeigt, dass die charakteristisch mit Zunahme des Durchflusses abfallenden Wirkungsgradkurven relativ parallel verlaufen, wobei die Messergebnisse der Laborversuche den flachsten Gradienten aufweisen. Es wird deutlich, dass die Wirkungsgrade der Naturuntersuchungen stets unterhalb der Werte aus den Labormessungen liegen.

Während der Untersuchungen an der Lohr stellten sich im Oberwasser insbesondere bei höheren Drehzahlen starke Turbulenzen ein, welche mit einem starken Spritzen beim Auftreffen der Schaufeln auf der Wasseroberfläche einhergingen. Zudem konnte im Einlaufbereich, welcher eine beckenartige Struktur aufwies, zeitweise eine stehende Welle beobachtet werden. Demgegenüber kam es in der Laborrinne selbst bei höheren Drehzahlen nur zu einem geringfügigen Spritzen und die auftretenden Turbulenzen im Oberwasser waren lokal scharf abgegrenzt, so dass keine Wellenbildung auftrat. Es ist zu vermuten, dass sowohl der Anstellwinkel der Schaufeln und damit einhergehend der Eintauchwinkel der Schaufeln in das Oberwasser als auch die geometrische Gestaltung des Einlaufs Einfluss auf das Verhalten der Wasserdruckmaschine haben. So wies die Maschine im Naturmaßstab einen kleineren Anstellwinkel auf, wodurch die Schaufeln flacher in das Oberwasser eintauchten und bei der Bewegung durch das Wasser eine stärkere, der Drehrichtung entgegenwirkende Kraft überwinden mussten. Welchen Einfluss die Gestaltung der unmittelbaren Einlaufsituation auf das Verhalten der Wasserdruckmaschine hat, kann an dieser Stelle aufgrund der limitierten Datenlage nicht abschließend geklärt werden. Sicher ist jedoch, dass hierdurch unterschiedliche hydraulische Bedingungen im Zustrombereich hervorgerufen werden und somit möglicherweise Wechselwirkungen mit der Maschine auftreten.

Da insbesondere die Wirkungsgrade der Prototypen in Bulgarien signifikant unterhalb der Werte der Labormessung liegen, ist aufgrund der geometrischen Maschinengestaltung zu vermuten, dass neben den bereits beschriebenen Einflussfaktoren auch das Verhältnis von Schaufelbreite zu Schaufellänge

einen Einfluss auf den Wirkungsgrad besitzt. So wies die Wasserdruckmaschine im Labor ein deutlich kleineres Schaufelbreiten- zu Schaufellängenverhältnis auf als die Anlage in Bulgarien. Es ist anzunehmen, dass hierdurch in der Laborrinne eine verhältnismäßig bessere Befüllung und Entleerung der Schaufelvolumina erfolgen kann, da ein größerer Teil lateral und nicht nur frontal erfolgen kann.

Die Betrachtung des Einflusses des Oberwasserstandes auf den Wirkungsgrad basiert auf den Messungen in der Versuchsrinne und in Bulgarien, da aufgrund der niedrigen verfügbaren Durchflüsse während der Messphase im Spessart und der damit einhergehenden fehlenden Steuerbarkeit des Oberwasserstandes die dabei ermittelten Messdaten nicht herangezogen werden können. Sowohl in der Versuchsrinne als auch am Standort Bulgarien führte ein höherer Oberwasserstand bei gleichbleibendem Unterwasserstand zu höheren Leistungen. Hinsichtlich des Einflusses auf den Wirkungsgrad lieferten die Messungen allerdings unterschiedliche Tendenzen. So führte am Fluss Iskar ein niedrigerer Oberwasserstand zu höheren Wirkungsgraden, wohingegen im Rahmen der Laborversuche sich höhere Oberwasserstände tendenziell vorteilhaft auf den Wirkungsgrad auswirkten (Abbildung 71). Insbesondere im höheren Durchflussbereich führten die niedrigeren Oberwasserstände zu signifikant geringeren Wirkungsgraden.

Hinsichtlich des Einflusses schwankender Unterwasserstände können keine Vergleiche zwischen den Messungen in der Versuchsrinne und an den Standorten der Prototypen gezogen werden. Aufgrund der Gegebenheiten konnte die Unterwasserstände an beiden Standorten nicht variiert werden, so dass hinsichtlich des Einflusses des Unterwassers auf die Erkenntnisse aus den Laboruntersuchungen zurückgegriffen werden muss (vgl. Kapitel 0).

Bedingt durch die bereits großen geometrischen Abmessungen der Wasserdruckmaschine in der Versuchsrinne wurde erwartet, dass keine signifikanten Skaleneffekte auftreten. Da die Messwerte im Labor deutlich über den Ergebnissen der Naturmessungen liegen, ist auch hierin kein Hinweis auf Skaleneffekte zu sehen. Es wäre ansonsten zu erwarten gewesen, dass die Verluste im kleineren Modell z.B. durch Lufteintrag beim Eintauchen der Schaufeln höher ausgefallen wären. Allerdings können Skaleneffekte nicht vollkommen ausgeschlossen werden, da bei dem vorliegenden Vergleich der drei Wasserdruckmaschinen eine Vielzahl weiterer Faktoren Einfluss auf die Ergebnisse genommen hat.

5.7. Beurteilung der Wirtschaftlichkeit der Wasserdruckmaschine

Bei den beschriebenen Prototypen der Wasserdruckmaschine handelt es sich um Anlagen die ausschließlich zu Forschungszwecken errichtet wurden. Hierdurch ist die Ermittlung der tatsächlichen Kosten und damit einhergehend eine eindeutige Aussage zu den Investitions- und Unterhaltungskosten schwierig. Für den Standort Spessart wird in Müller et al. (2012) eine erste Abschätzung der Kosten vorgenommen, welche sich jedoch auf die Darstellung der Baukosten beschränkt. Die Einzelpositionen der Kosten sind in Tabelle 7 aufgeführt. Die ermittelte Gesamtsumme beläuft sich auf 43.600 Euro. In den dargestellten Kosten nicht enthalten sind sowohl die Kosten für die spezifische Planung für den Anlagenstandort sowie notwendige Kosten für Wartung, Unterhaltung und Reparatur, welche während der Lebensdauer der Anlage anfallen werden.

Tabelle 7: Kosten des Prototypen einer Wasserdruckmaschine am Standort Spessart, Lohr (Müller et al., 2013)

	Kosten [Euro]
Maschine	11.500
Lastabnahme	18.300
Betonbau	7.800
Fischgitter (Rechen)	2.000
Installation	4.000
Summe	43.600

Üblicherweise werden Kraftwerkskosten als spezifische Investitionskosten ausgedrückt. Im Bereich der kleinen Wasserkraft wird hierzu die Darstellung Kosten pro kW installierte Leistung genutzt. Die Kosten nehmen dabei üblicherweise mit Zunahme der installierten Leistung ab. Für den Prototyp im Spessart wurden Kosten in Höhe von 7.267 Euro pro kW installierte Leistung ermittelt (Müller et al., 2012). Hierbei wurde eine Nennleistung von 6 kW zugrunde gelegt, da diese der Auslegung der Lastabnahme entsprach.

In Kaltschmitt et al. (2003) wird für Anlagen mit einer installierten Leistung von unter 100 kW angegeben, dass deren spezifische Investitionskosten im Bereich zwischen 7.700 und 12.800 Euro pro kW liegen und Kosten für die Revitalisierung und Modernisierung meist günstiger sind. Der im Spessart installierte Prototyp der Wasserdruckmaschine erreicht somit das formulierte Ziel im Rahmen der voranstehend beschriebenen Untersuchungen eine kostengünstige Anlagenkonfiguration zu entwickeln.

Neben den Investitionskosten sind zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit auch die laufenden Betriebskosten hinzuzuziehen. Diese belaufen sich schwerpunktmäßig auf Wartungs-, Instandhaltungs- und Reparaturkosten. In Kaltschmitt et al. (2003) wird für diese Position von einem jährlichen Aufwand in Höhe von 1 bis 4 % der Investitionskosten ausgegangen. Da die Wasserdruckmaschine sowie der Aufbau der gesamten Anlagen stets unter der Prämisse der Einfachheit und Robustheit erfolgte, kann davon ausgegangen werden, dass sich die Betriebskosten im unteren Bereich des angegebenen Intervalls bewegen und somit als sehr niedrig zu bezeichnen sind.

In Müller et al. (2012) wird unter Ansatz einer Einspeisevergütung von 12,7 ct/kWh die Rückzahlzeit mit 11,4 Jahren angegeben. Da zwischenzeitlich eine Aktualisierung der Vergütungssätze im Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) durchgeführt und die Förderhöhe auf 12,52 ct/kWh reduziert wurde, erhöht sich die Dauer der Rückzahlzeit auf 11,6 Jahre. Diese Zeitspanne liegt jedoch deutlich unterhalb der im EEG festgeschriebenen Förderdauer von 20 Jahren. Besteht die Möglichkeit für den Eigentümer den am Standort erzeugten Strom gegen seinen Eigenverbrauch zu verrechnen, so kann sich die Wirtschaftlichkeit weiter erhöhen, da die aktuellen Strombezugskosten für Privatpersonen deutlich über den garantierten Einspeisevergütungen des EEG liegen.

Für zukünftige Installationen der Wasserdruckmaschine ist von Einsparpotentialen gegenüber dem ersten Prototyp im Spessart auszugehen, welche beispielsweise in der Serienfertigung der Maschinen und weiteren Lerneffekten hinsichtlich der Anlagenauslegung zu finden sind. Weiterhin ist zu erwarten, dass es zu einer positiven Kostenentwicklung durch Skaleneffekte bei der Errichtung von Anlagen im Bereich größerer installierter Leistungen kommt. So wird in Müller et al. (2012) davon ausgegangen, dass bei der Errichtung von Neuanlagen mit einer installierten Leistung von 7,5 kW von spezifischen Investitionskosten in Höhe von 5.500 Euro pro kW bzw. bei einer Leistung von 12 kW von Kosten von 5.000 Euro pro kW auszugehen ist.

Obwohl bei den maschinenbautechnischen Komponenten von sinkenden Kosten gegenüber der Beispielrechnung auszugehen ist, lässt sich keine pauschale Aussage treffen, ob die Wirtschaftlichkeit für einen überwiegenden Anteil der potentiellen Standorte gegeben ist. Es gilt zu beachten, dass neben den Investitionen in die technischen Komponenten erhebliche Investitionen in die Ertüchtigung bzw. den Neubau von Bauwerken wie beispielsweise die Zuleitung, den Rechen oder die Fischaufstiegs- und Fischabstiegsanlagen erforderlich sind.

Nach Kaltschmitt et al. (2003) betragen bei der Errichtung von Wasserkraftanlagen die Kosten für die baulichen Anlagen 40 bis 50 % der Gesamtkosten. Die Kosten für die maschinenbauliche Ausstattung belaufen sich auf bis zu 30 %, für die elektrotechnische Ausstattung auf 5 bis 10 % (Kaltschmitt et al., 2003). Im Gegensatz zu den in der Literatur genannten Werten hatten die baulichen Maßnahmen am Standort im Spessart lediglich einen Anteil von 32 % an den Gesamtinvestitionen. Generell ist zu beachten, dass diese Kosten in Abhängigkeit von den Standortgegebenheiten signifikant schwanken

können, was wiederum aufgrund ihres großen Beitrags zu den Gesamtkosten erhebliche Auswirkungen auf die Wirtschaftlichkeit und die Amortisationszeit hat.

Zusammenfassend erscheint die Wasserdruckmaschine als ein Energiewandler, welcher auch im kleineren Leistungsbereich sinnvoll und wirtschaftlich an einem Wasserkraftstandort eingebaut werden kann, wobei eine installierte Leistung im Bereich von 5 bis 6 kW nicht unterschritten werden sollte. Für weitere Anlagenneubauten sowie Anlagen in einem etwas höheren Leistungsbereich sind aufgrund von Lern- sowie Skaleneffekten Einsparpotentiale im Bereich der Investitionskosten für die maschinenbautechnischen Anlagenteile zu erwarten. Bezüglich der Kosten für die baulichen Maßnahmen kann aufgrund spezifischer Standortgegebenheiten keine abschließende pauschale Aussage getroffen werden. Hinsichtlich der Betriebskosten ist zu erwarten, dass diese aufgrund der einfachen Maschinengestaltung gering ausfallen.

6. Untersuchungen zur Durchgängigkeit

Die ökologische Durchgängigkeit von Fließgewässern ist nicht erst mit in Kraft treten der Wasserrahmenrichtlinie (2000) zu einem wichtigen Thema im Bereich des Wasserbaus geworden. So wird beispielsweise bereits in Gerhardt (1904) darauf hingewiesen, dass Stauwerke, welche zu einer erschwerten Fischwanderung führen, durch besondere Anlagen (Fischwege) umgangen werden müssen. Durch die Wasserrahmenrichtlinie wurde verbindlich festgelegt, dass auch die Durchgängigkeit des Flusses und die Morphologie (hydromorphologische Qualitätskomponenten) sowie die benthisch wirbellose Fauna und Fischfauna (biologische Qualitätskomponenten) wichtige Kriterien zur Bewertung des Gewässerzustandes sind.

In dem folgenden Kapitel wird einleitend auf die Auswirkungen einer fehlenden Durchgängigkeit von Fließgewässern aufgrund von Querbauwerken eingegangen. Hierauf basierend werden das Schädigungspotential sowie Schädigungsmechanismen von Wasserkraftanlagen näher betrachtet. In Hinblick auf die Auswirkungen einer Wasserdruckmaschine auf das Verhalten von Fischen werden die Ergebnisse von Fischverhaltensbeobachtungen auf Grundlage ethohydraulischer Ansätze, welche in einer Laborrinne des wasserbaulichen Forschungslabors der Technischen Universität Darmstadt durchgeführt wurden, im Detail vorgestellt. Ergänzt werden diese Untersuchungen durch die Erkenntnisse aus Feldversuchen am Prototyp-Standort in Bulgarien. Um eine umfassende Aussage hinsichtlich der Durchgängigkeitseigenschaften der Wasserdruckmaschine treffen zu können, fand zusätzlich im Labor eine Betrachtung der Sediment- und Treibgutpassage durch die Maschine statt und das Schädigungsrisiko für die Maschine wurde abgeschätzt.

6.1. Durchgängigkeit von Fließgewässern

Generell gilt es zwischen longitudinaler (in Bezug auf den Längsverlauf des Gewässers) und lateraler (bezüglich der Vernetzung des Gewässers mit dem Umland) Durchgängigkeit zu unterscheiden. Da es durch Querbauwerke vorrangig zu einer Reduzierung der linearen Passierbarkeit eines Fließgewässers kommt, wird an dieser Stelle auf die laterale Durchgängigkeit, die beispielsweise die Anbindung von Auen oder Altflussarmen an das fließende Gewässer umfasst, nicht näher eingegangen.

Durch das Bestehen oder den Bau von Querbauwerken, die für den Aufstau oder die Ausleitung von Wasser für Wasserkraftanlagen genutzt werden, kommt es gegenüber einer frei fließenden Gewässerstrecke zu einer Veränderung der hydrologischen, morphologischen und biologischen Verhältnisse in einem Fließgewässer. Insbesondere bedeutet dies, dass es zu einem Wandel der Abfluss- und Strömungsverhältnisse, der Sedimentationsvorgänge, des aquatischen Lebensraumes und der Vegetation im Bereich des Gewässers kommt.

Unabhängig davon, ob eine Wasserkraftanlage in Form eines Ausleitungs- oder Flusskraftwerkes betrieben wird, stellt das Wehr die eigentliche Wanderbarriere für die im Bereich der Gewässersohle lebenden wirbellosen Tiere (Zoobenthosorganismen wie beispielsweise Flohkrebse und Würmer) und im Gewässer lebenden Fische dar. Bei fehlender Durchgängigkeit werden durch das Querbauwerk einzelne Populationen getrennt und isoliert. Neben den Auswirkungen auf die aquatische Fauna kommt es durch die Veränderung der morphologischen Bedingungen dazu, dass sich das natürlich einstellende Gleichgewicht zwischen Erosion und Sedimentation verschiebt.

So wird im Staubereich aufgrund der erheblich reduzierten Fließgeschwindigkeiten eine verstärkte Sedimentation und Schlammablagung auftreten. Die Ablagerung von feinem Material und das Fehlen von Hochwasserabflüssen kann eine Kolmatierung der Gewässersohle zur Folge haben, was wiederum Einfluss auf die Lebensbedingungen der wirbellosen Tiere und Fische sowie den Austausch mit dem Grundwasser hätte. Durch eine Kolmatierung werden die Habitatbedingungen insbesondere für den Makrozoobenthos, der im Bereich des Sohlsubstrates und hyporheischen Interstitials lebt, erheblich

verschlechtert. Zusätzlich kann es im Staubereich zu einer Veränderung der Temperaturverhältnisse, einem verstärkten Algenwachstum, einer Verschlechterung der Wasserqualität und Schadstoffablagerungen kommen (BFE, 1996).

Durch die Unterbrechung des Gewässerkontinuums werden im Unterwasser des Querbauwerks aufgrund des fehlenden Geschiebetriebs von Oberstrom Erosionserscheinungen auftreten. Abhängig von der Fahrweise der Wasserkraftanlage in Hinblick auf Spülvorgänge oder einen Schwellbetrieb kann es dort zu weiteren morphologischen oder ökologischen Veränderungen und Problemen gegenüber des Vorhandenseins eines natürlichen Abflussregimes kommen.

Liegt ein Ausleitungskraftwerk vor, was bei ehemaligen Mühlenstandorten meist der vorhandenen Situation entspricht, sind üblicherweise in der Ausleitungsstrecke erhebliche negative ökologische Auswirkungen festzustellen. So kann es zu einem Trockenliegen des Bachbetts und einer Absenkung des Grundwassers aufgrund ungenügender Wasserführung, zu Feinsedimentablagerungen, zu Algenwachstum sowie einer Abnahme der Pflanzen- und Artenvielfalt kommen (BFE, 1996). Um diesen negativen Auswirkungen zu begegnen, existieren Vorgaben zur Einhaltung von Mindestwasserabflüssen in der Ausleitungsstrecke, die jedes Bundesland selbst regeln kann. Aber auch bei Einhaltung der gesetzlich vorgeschriebenen Mindestwassermengen sind erhebliche Veränderungen im natürlichen Flussbett nicht zu vermeiden. Trotzdem ist die Festlegung des Mindestwassers von größter Bedeutung, insbesondere in Hinblick auf die Sicherstellung bzw. Wiederherstellung der geforderten Durchgängigkeit.

Um bei einem Ausleitungskraftwerk das Wasser aus dem Gewässer zur eigentlichen Anlage zu leiten, bedarf es entweder einer Rohrleitung oder eines Zuleitungskanals. Da sich die Betrachtungen im Rahmen dieser Arbeit auf den Bereich von mittel- und unterschlächtigen Wasserrädern beschränken, wird im Folgenden nur die Bedeutung des Zuleitungskanals, häufig auch als Triebwasserkanal bezeichnet, näher betrachtet. Werden diese Kanäle ohne jegliche Strukturierung angelegt, sind sie als biologisch nicht wertvoll einzustufen (BFE, 1996). Sie können sich jedoch bei entsprechender Anlage und nach längerem Bestehen durchaus zu einem zusätzlichen wertvollen Biotop entwickeln. Problematisch wird es, wenn aufgrund notwendiger Wartungsarbeiten im Bereich der Wasserkraftanlage oder dem Einlaufbauwerk das Wasser aus dem Zuleitungskanal abgelassen werden muss. Dies kann zu einer Schädigung der dort lebenden Fische und des Makrozoobenthos führen.

Durch die eigentliche Turbinen- bzw. Wasserradanlage kommt es zu einer Gefährdung der einschwimmenden Fische sowie der Anlage selbst, wenn dort Sediment oder Treibgut eingetragen wird. Bereits in Müller (1899c) wird drauf hingewiesen, dass vor einer Turbine ein Rechen mit Stababständen von 4 bis 5 cm und bei Wasserrädern von 6 bis 7,5 cm eingebaut werden muss, um den Eintrag von Fremdkörpern zu vermeiden.

Im Folgenden wird in Bezug auf die Wasserdruckmaschine separat auf die beiden Teilaspekte Durchgängigkeit für Lebewesen mit einem Fokus auf Fische sowie für Sediment und Treibgut eingegangen. Hierzu wird eine qualitative Abschätzung für die Wasserdruckmaschine vorgenommen und es werden Aussagen darüber getroffen, ob diese eine ausreichende Durchgängigkeit aufweist oder ob zusätzliche Maßnahmen zur Herstellung oder Wahrung der Durchgängigkeit erforderlich sind.

6.2. Durchgängigkeit für im Fließgewässer lebende Tiere

6.2.1. Einfluss von Querbauwerken auf die aquatische Fauna

Durch Querbauwerke kommt es insbesondere für die aquatische Fauna zu einer Reduzierung bis Unterbindung der linearen Durchgängigkeit. Sind in Querbauwerken auch Wasserkraftanlagen integriert bzw. in einer Ausleitungsstrecke angeordnet, so ergeben sich zusätzliche Schwierigkeiten in Bezug auf die Passierbarkeit. Zum einen treten durch Wasserkraftanlagen besondere Strömungsverhältnisse auf,

so dass für den Fisch die Orientierung erschwert wird und zum anderen geht von den Turbinenanlagen für die Fische ein besonderes Gefährdungspotential aus.

Die lineare Durchgängigkeit ist für Fische von Bedeutung, da diese in Abhängigkeit von der Art ein ausgeprägtes Wanderverhalten aufweisen können. Die Wanderungen finden in Abhängigkeit von der Fischart zu unterschiedlichen Zeitpunkten und mit verschiedenen Distanzen sowie in unterschiedliche Richtungen statt. Dabei wechseln die Fische zwischen verschiedenen Besiedlungsräumen, die im Wesentlichen in Laich-, Nahrungs- und Rückzugshabitat unterteilt werden (LfU, 2005). Grundsätzlich können die verschiedenen Wanderungsformen nach McKeown (1984) definiert werden. Dabei wird zwischen dem Verhalten von diadromen und potamodromen Arten unterschieden.

Diadrome Arten wandern zwischen Süß- und Salzwasser und legen dabei mehrere Hundert bis Tausend Kilometer zurück. Diadrome Arten werden noch einmal in anadrome und katadrome Arten unterteilt. Anadrome Arten pflanzen sich im Süßwasser fort, wohingegen das Wachstum vorrangig im Salzwasser erfolgt. Bei katadromen Arten findet dies gegensätzlich statt. Das heißt die Fortpflanzung findet im Meer statt und der Aufwuchs erfolgt in Flüssen und Bächen. Als bekanntester Vertreter diadromer Arten ist sicherlich der Aal (katadrom) und der Atlantische Lachs (anadrom) zu nennen. (DWA, 2005) Bei diesen Arten ist die lineare Durchgängigkeit von enormer Wichtigkeit, da nur hierdurch der Bestand der Arten gesichert werden kann.

Potamodrome Arten wandern im Gegensatz zu diadromen Arten nur im Süßwasser. Typische Vertreter sind Barben, Nasen und Döbel (DWA, 2005). Der Umfang der Wanderaktivität hängt dabei stark von den artspezifischen Bedürfnissen ab und die Wanderdistanzen ergeben sich aus den Gegebenheiten des Gewässers. Dies kann dazu führen, dass Fische entweder bei stark anthropogen beeinflussten Gewässerabschnitten ihre Wanderdistanzen erheblich erhöhen müssen, um die lebensnotwendigen Habitatbedingungen zu finden oder durch das Vorhandensein von Querverbauungen die möglichen Wanderdistanzen erheblich eingeschränkt sind (DWA, 2005). Ist die Durchgängigkeit an Querbauwerken nicht gegeben, kann dies zur Folge haben, dass sich verschiedene Arten aufgrund wenig geeigneter Laichgebiete nicht mehr oder nur noch in reduziertem Umfang fortpflanzen können, die Artenvielfalt zurückgeht, Fischpopulationen isoliert sowie verarmte Regionen weniger schnell wieder besiedelt werden (BFE, 1996).

Auch wirbellose Makrozoobenthosorganismen, die unterhalb der Gewässersohle im hyporheischen Interstitial leben, weisen ein Wander- bzw. Verdriftungsverhalten auf. Diese Bewegungen finden sowohl in stromaufwärts als auch -abwärts gerichteter Richtung statt und dient u.a. der Nahrungssuche, dem Aufsuchen von Schutzzonen und der Vermeidung ungünstiger abiotischer Bedingungen (LfU, 2005). Entsprechend ist auch für diese Lebewesen die Durchgängigkeit an Querbauwerken zu gewährleisten. Hierfür ist ein durchgehendes Lückensystem an der Gewässersohle erforderlich.

6.2.2. Durchgängige Gestaltung von Querbauwerken

Um Querbauwerke sowohl in Richtung Oberstrom als auch Unterstrom schadlos passierbar zu gestalten, müssen funktionierende Fischauf- und Fischabstiegsanlagen realisiert werden. Dies bedeutet insbesondere, dass die Anlagen so gestaltet werden müssen, dass diese für die vorkommenden Fischarten auffindbar und passierbar sind. Bereits in Müller (1906) wird erwähnt, dass das Anlegen von Fischtreppen per Gesetz vorgeschrieben sei.

Damit ein Fisch aus dem Unterwasser in das Oberwasser aufsteigen kann, ist bei Existenz eines unpassierbaren Querbauwerks ein alternativer Passageweg notwendig. In der Literatur werden hierfür eine Vielzahl an Möglichkeiten vorgestellt, die auch in der Praxis zum Einsatz kommen (u.a. DWA, 2012). Nach Strobl und Zunic (2006) entsprechen Fischaufstiegsanlagen dem Stand der Technik. Wichtig bei Auslegung des Fischaufstieges ist, dass das Wanderhindernis sowohl von den Wanderfischen als auch

von der leistungsschwächsten bis zur größten Fischart am Standort passiert werden kann (DWA, 2012). Als Wanderwege in Richtung Oberstrom kommen verschiedene Möglichkeiten in Betracht. Die Unterscheidung in technische und natürliche Fischaufstiegsanlagen nach DVWK (1996) wird in DWA (2012) verworfen, da vorrangig die Funktionsfähigkeit dieser Anlagen von Bedeutung ist und nicht welche Materialien oder optische Gesichtspunkte Anwendung finden. Stattdessen wird zwischen Fischaufstiegsanlagen und fischpassierbaren Bauwerken differenziert.

Unter dem Begriff Fischaufstiegsanlagen werden Umgehungsgerinne (z.B. Raugerinne-Beckenpässe), teilbreite Raugerinne, beckenartige Fischaufstiegsanlagen (z.B. konventionelle Beckenpässe oder Schlitzpässe), gerinneartige Fischaufstiegsanlagen (z.B. Denilpässe und Aalleitern) sowie Sonderkonstruktionen (z.B. Fischschleusen oder –aufzüge) verstanden. Als fischpassierbare Bauwerke gelten Sohlenstufen und Stützwälle, welche mittels eines Raugerinnes über die gesamte Gewässerbreite überwunden werden können, sowie Quer- und Kreuzungsbauwerke wie beispielsweise Düker oder Hochwasserrückhaltebecken, welche durch fischaufstiegsgerechte Gestaltung und entsprechenden Betrieb passierbar werden (DWA, 2012). Um ebenfalls die Durchgängigkeit für den Makrozoobenthos zu ermöglichen, sollen Fischaufstiegsanlagen soweit möglich mit einer 20 cm mächtigen Substratsohle, die am besten der des Fließgewässers entspricht, ausgestattet sein (MUNLV, 2005).

Auch für den Fischabstieg gilt es im Zuge der durchgängigen Gestaltung von Querbauwerken mit Wasserkraftnutzung geeignete Maßnahmen zu ergreifen, um dem Fisch eine sichere stromabwärts gerichtete Wanderungen zu ermöglichen. Im Gegensatz zu Fischaufstiegsanlagen bedeutet das Fehlen einer Fischabstiegsanlage nicht, dass keine Abwärtspassage möglich ist. Der Abstieg findet meist trotzdem statt, auch wenn dieser vorrangig durch die Wasserkraftanlage oder über das Wehr erfolgt und mit einem erheblichen Schädigungspotential für die Fische einhergeht (DWA, 2005). Wird ein großer Teil des Abflusses der Turbinenanlage zugeführt, so folgen Fische dieser Hauptströmung und gelangen damit in den unmittelbaren Nahbereich der Turbine, meist an den Einlassrechen (MUNLV, 2005). Die Auffindbarkeit sowie Nutzung einer möglicherweise vorhandenen Fischaufstiegsanlage zum Abstieg ist aufgrund der für die Fische fehlenden wahrnehmbaren Strömung meist nicht gegeben (DWA, 2005). Für den Fischabstieg gilt es die Fische zum einen von den Gefahrenbereichen fernzuhalten und ihnen zum anderen eine schädigungsfreie Wanderung ins Unterwasser zu ermöglichen. Hierzu können verschiedene Methoden, technische Einrichtungen oder Änderungen an Querbauwerk und Wasserkraftanlage angewendet werden.

Für den Fischschutz sehr wichtig ist die Vermeidung des Einschwimmens bzw. Verdriftens der Fische in potentielle Gefahrenbereiche, d.h. insbesondere in den Bereich der Wasserkraftmaschine. Hierfür können mechanische Barrieren zum Einsatz kommen. Hierzu werden u.a. Rechen, Wedge-Wire-Screens und Louver gezählt. Bei Einsatz dieser Anlagen ist darauf zu achten, dass von den Strömungsverhältnissen vor den Hindernissen keine Gefahren für die Fische ausgehen, diese beispielsweise aufgrund zu hoher Anströmgeschwindigkeiten nicht an den Rechen angepresst werden. Bei mechanischen Barrieren besteht stets die Problematik, dass sie sich relativ schnell mit Schwimmstoffen wie beispielsweise Laub zusetzen, so dass eine kontinuierliche Reinigung erforderlich ist. Als Verhaltensbarrieren werden in DWA (2005) u.a. elektrische, optische und akustische Scheuchanlagen aufgeführt, die dem Zweck dienen sollen, die Fische von den Wasserkraftanlagen fern zu halten. Die Wirksamkeit dieser Anlagen scheint jedoch stark von hydraulischen Randbedingungen sowie Fischarten abhängig zu sein. Nach MUNLV (2005) kann zu deren Wirksamkeit keine sichere Aussage getroffen werden.

Bypässe stellen in Form von Rohrleitungen oder Rinnen die für die Abwärtswanderung notwendige Verbindung zwischen Ober- und Unterwasser her. Es besteht die Möglichkeit, dass diese Funktion auch von permanent oder temporär offen stehenden Verbindungen wie Wehrfelder, Wehrüberfalle, Grundablässe, Leerschüsse, Schwemmgutschleusen oder Fischaufstiegsanlagen übernommen wird. Bypässe können in zwei verschiedene Typen eingeteilt werden. Zum einen sind dies wasser oberflächennahe Bypässe, die beispielsweise für Lachs und Meerforelle geeignet sind. Zum anderen gibt es bodennahe Bypässe, die zum Ableiten der Zielart Aal eingesetzt werden. Die Effektivität der Bypässe ist vor allem

von ihrer Lage, Einlaufgestaltung und Hydraulik abhängig. Bisher beschränkten sich entsprechende Untersuchungen ausschließlich auf diadrome Arten. (DWA, 2005)

Neben den beschriebenen Möglichkeiten des Abhaltens der Fische vom Einschwimmen in den unmittelbaren Gefährdungsbereich, gibt es sogenannte Fische Sammelsysteme und Fischtransportsysteme. Fische Sammelsysteme dienen dazu, Fische zu einer Einrichtung zu leiten, die ihrem weiteren Transport dient. Dies kann bedeuten, dass Fische zu einem Bypass geleitet bzw. transportiert werden. Mögliche Systeme hierfür sind zum einen Fischpumpen und zum anderen Transporttröge, welche die Fische zu einer Sammelstelle befördern, in dem sich die Tröge beispielsweise um einen Rechen bewegen (DWA, 2005). Fischtransportsysteme gehen einen Schritt weiter und sammeln nicht nur die Fische ein, sondern befördern diese auch mittels eines geeigneten Transportmittels (z.B. Lastwagen) in einen sicheren Bereich im Unterwasser. Da dies eine sehr aufwendige Methode ist, wird sie nur zum Schutz von Zielarten mit hohem Gefährdungsstatus eingesetzt (DWA, 2005).

Neben den bisher beschriebenen rein technischen Methoden kann auch mittels Anlagenmanagement, also einer angepassten Betriebsführung, versucht werden, auf die Schädigungsrate von Fischen Einfluss zu nehmen. Hierfür ist es notwendig, die Abwanderungszeiten der Fische zu berücksichtigen, um während dieser Phasen beispielsweise den Durchfluss für die Turbine zu drosseln oder die Anlage außer Betrieb zu nehmen. Um den wirtschaftlichen Verlust für Anlagenbetreiber gering zu halten, ist es notwendig, die Wanderungen möglichst genau vorherzusagen. Mögliche Frühwarnsysteme können abiotischer, technischer oder biologischer Natur sein. Nach DWA (2005) scheinen abiotische und technische Frühwarnsysteme eher weniger geeignet zu sein, wohingegen das biologische Frühwarnsystem MIGROMAT, welches der Vorhersage von Aal-Wanderungen dient, als vielversprechend eingestuft wird.

Eine weitere Möglichkeit um die Fischschädigungsrate an Kleinwasserkraftstandorten zu minimieren, stellt die Wahl des Turbinentyps dar. Untersuchungen von Monten (1985) und Holzner (2000) zeigten, dass die Verletzungsraten auch von der eingesetzten Turbinenart abhängen. Hierbei stellt sich die Frage, ob bei Einsatz einer Turbine mit nachweislich geringem Schädigungspotential auf weitere Schutzmaßnahmen verzichtet werden kann. Um diesen Aspekt näher zu betrachten, wird im folgenden Kapitel das Schädigungspotential für Fische an Querbauwerken mit Wasserkraftanlagen beschrieben.

6.2.3. Schädigung von Fischen an Querbauwerken mit Wasserkraftanlagen

Die Schädigung von Fischen an Querbauwerken mit Wasserkraftanlagen kann sowohl eine indirekte als auch eine direkte Schädigung zur Folge haben. Unter indirekter Schädigung ist dabei zu verstehen, dass der Fortbestand der Fischart nicht gewährleistet ist, der Fisch aber nicht direkt verletzt wird. Ist beispielsweise die Passage eines Querbauwerkes nicht oder nur zeitlich verzögert möglich, da die Aufstiegs- oder Abstiegsanlage von dem Fisch nicht oder erst nach längerer Zeit gefunden wird, so kann dies Auswirkungen auf den Fortbestand der entsprechenden Fischart in einem Gewässer haben, da Laichhabitate gar nicht oder nur verspätet erreicht werden. Zudem kann es im Bereich der Stauhaltung von Wasserkraftanlagen aufgrund einer vermehrten Ansiedlung von Raubfischen zu einer Schädigung bestimmter Fischarten kommen (DWA, 2012).

Unter direkter Schädigung ist dahingegen zu verstehen, dass der Fisch tatsächlich und unmittelbar verletzt wird. Die Art und Wahrscheinlichkeit für solch eine Verletzung ist wiederum von vielen Faktoren abhängig. Ein Faktor ist der Abwanderungsweg des Fisches, welcher durch den Fischabstieg, über das Wehr oder durch die Turbinenanlage führen kann. Der für den Fisch sicherste Weg stellt dabei die in Kapitel 6.2.2 beschriebene Fischabstiegsanlage dar. Auch bei dem Abstieg über das Wehr sind die Mortalitätsraten im Bereich von kleinen Fallhöhen bei ausreichender Wassertiefe im Unterwasser sehr gering. In BFE (1996) wird angegeben, dass bei Untersuchungen in Amerika an einem Wehr mit einer

Absturzhöhe von 27 m Mortalitätsraten von unter 4 % festgestellt wurden. Erst bei einer Fallhöhe von 76 m seien die Raten auf 17 bis 64 % angestiegen.

Der für Fische mit den höchsten Risiken verbundene Weg führt durch das Triebwerk in das Unterwasser. Die fischschädigende Wirkung von Turbinen ist in der Literatur (u.a. DWA, 2005; Larinier und Dartiguelongue, 1989) ausführlich beschrieben. Bereits vor dem eigentlichen Eintritt in die Turbine oder das Wasserrad besteht für Fische die Gefahr, dass sie aufgrund zu hoher Anströmgeschwindigkeiten an den vorgeschalteten Rechen gepresst werden und nicht mehr in Richtung Oberstrom entfliehen können. Hierdurch können erhebliche Verletzungen der Fische bis hin zu deren Verenden auftreten. In DWA (2005) wird als zulässige Anströmgeschwindigkeit bei annähernd senkrecht stehendem, rechtwinklig zur Strömung angeordnetem Rechen ohne Bypass für den Blankaal 0,5 m/s und für den Lachssmolt in Abhängigkeit von seiner Gesamtlänge 0,25 bis 0,3 m/s angegeben. Generell wird vorgegeben, dass die Dauergeschwindigkeit, also die normale Schwimmgeschwindigkeit des Fisches, die etwa der 2-fachen Fischlänge bezogen auf eine Sekunde entspricht, nicht überschritten werden darf. Ist ein gut auffindbarer Bypass vorhanden, so werden für den Lachssmolt 0,5 bis 0,6 m/s vorgegeben. Generell liegt die maximal zulässige Anströmgeschwindigkeit im Bereich der Dauergeschwindigkeit bis zur gesteigerten Geschwindigkeit (5-fache Fischlänge pro Sekunde). Dabei entspricht die gesteigerte Geschwindigkeit etwa 40 bis 50 % der Sprintgeschwindigkeit (Maximalgeschwindigkeit, die ein Fisch erreichen kann). (DWA, 2005)

Gelangt ein Fisch aufgrund fehlender oder nicht auf die Fischart bzw. -größe angepasster Schutzeinrichtungen tatsächlich in die Turbine, so hängt die Schädigungsrate sehr stark von den Turbineneigenschaften wie geometrischen Abmessungen und Umdrehungsgeschwindigkeit, der Fallhöhe sowie der Fischart und der Fischgröße ab (Larinier und Dartiguelongue, 1989; DWA, 2005). Typische Verletzungen, die bei einem Fisch auftreten können, der in eine Turbine gelangt, werden nach Cada et al. (1997) vier Schadensmechanismen zugeordnet. Diese sind:

- (1) Mechanische Verletzung
- (2) Druckschwankungen
- (3) Kavitation
- (4) Scherwirkungen

Unter mechanischer Verletzung sind dabei Verletzungen des Fisches durch Kontakt mit den Turbinenteilen zu verstehen. Diese sind von einer Vielzahl an Faktoren abhängig. Wichtige Parameter sind dabei Fischgröße, -verfassung und -verhalten, das Größenverhältnis Fisch zu Turbine sowie die Eintrittsstelle des Fisches in die Turbine (Cada et al., 1997). Zu den häufig auftretenden Schädigungen zählen Verletzungen in Form von Hämatomen und inneren Verletzungen aufgrund von Zusammenstößen mit den Schaufeln oder anderen Maschinenteilen, Abschürfungen sowie Schnittverletzungen, Teilabtrennungen oder Vollabtrennungen. Die drei letztgenannten Schädigungen treten insbesondere dann auf, wenn der Fisch in enge Spalten zwischen Schaufeln und festen Anlagenbestandteilen gelangt (Cada et al., 1997). Für die Bestimmung der Wahrscheinlichkeit einer Kollision mit den Schaufeln wurde eine Vielzahl von Modellen entwickelt. Die Berechnung erfolgt in Abhängigkeit von Fischgröße, Schaufelanzahl, Abstand zwischen den Schaufeln, Rotationsgeschwindigkeit, Fließgeschwindigkeit und Durchfluss (u.a. Turnpenny et al., 2000; Raben, 1957; Larinier und Dartiguelongue, 1989).

Bei der Untersuchung von Druckschwankungen hat sich gezeigt, dass ein Anstieg des Drucks weniger Probleme bei den Fischen auszulösen scheint, als dies bei einem schnellen Druckabfall der Fall sein kann (Cada et al., 1997). Durch einen Druckanstieg besteht das Risiko, dass die Schwimmblase des Fisches zusammengedrückt wird, er deswegen anfängt zu sinken und nicht mehr selbstbestimmt schwimmen kann. Sinkt dahingegen der Druck plötzlich ab, ist eine mögliche Konsequenz das Reißen der Schwimmblase. Eine weitere Gefährdung für Fische geht von in der Turbine auftretender Kavitation aus. Beim Zusammenfallen der Gasblasen können in der Nähe befindliche Fische Verletzungen davontragen (Cada et al., 1997; Odeh, 1999). Auch Verletzungen aufgrund von Scherwirkungen, die

im Grenzbereich zwischen dem Fluid Wasser und der Oberfläche auftreten können, wurden beobachtet. Allerdings liegen zu diesem Schädigungsmechanismus bisher kaum Informationen vor (Cada et al., 1997).

Durch die gewonnenen Erkenntnisse in Bezug auf Schädigungsursachen für Fische bei der Passage durch Turbinen können Empfehlungen für ein fischfreundlicheres Design von Turbinenanlagen ausgesprochen werden. In Bezug auf die Reduzierung von mechanischen Verletzungen schlägt Cada et al. (1997) vor, die Anzahl der Schaufeln so gering wie möglich zu halten, die Abstände zwischen diesen zu vergrößern und die Turbinendrehzahl zu reduzieren. Fische, die in die Turbine eingeschwommen sind, sollten möglichst unmittelbar in Richtung Nabe geleitet werden, da dort geringere Umfangsgeschwindigkeiten vorliegen und das Verletzungsrisiko reduziert wird. Weiterhin sollten Schaufeln abgerundete Ecken aufweisen und die Spalten zwischen den beweglichen und festen Teilen der Turbinenanlage minimal sein. EPRI (2011) gibt an, dass die Geschwindigkeit, mit der ein Fisch von einer Schaufel getroffen werden darf, um eine Schädigung zu vermeiden unter 4,8 m/s liegen sollte. Darüber hinaus sollen, wie auch in DWA (2005) angegeben, die Kavitationseffekte und Scherwirkungen verringert sowie die Druckabsenkung innerhalb der Turbine begrenzt werden. EPRI (2011) empfiehlt diesbezüglich einen Minimaldruck von 50 kPa.

6.2.4. Übertragung von Schadensmechanismen bei Turbinen auf die Wasserdruckmaschinen

Bei Übertragung der Schädigungskategorien von Turbinen auf die Wasserdruckmaschine und das Wasserdruckrad ist festzustellen, dass eine Verletzung der Fische durch mechanische Schädigung, z.B. Verletzungen durch Kontakt mit der Schaufel oder Abschürfungen durch Kontakt mit dem Betonbodeneinbau, auch bei diesen Energiewandlern nicht auszuschließen ist. Die geringe Schaufelanzahl sowie die niedrigen Umdrehungsgeschwindigkeiten der Wasserdruckmaschinen sollten jedoch zu einer tendenziell niedrigen Schädigungsrate führen. Die auftretenden Druckschwankungen sind aufgrund der für die Wasserdruckmaschine geringen erforderlichen Fallhöhe ($< 2,5$ m) äußerst gering und vergleichbar mit den Druckunterschieden, denen ein Fisch beim Aufenthalt in verschiedenen Wassertiefen im Gewässer, ausgesetzt ist. Eine Schädigung der Schwimmblase ist daher nicht wahrscheinlich. In der Wasserdruckmaschine ist aufgrund der niedrigen Geschwindigkeiten und Drücke nicht zu erwarten, dass Kavitation auftreten wird. Weiterhin kann davon ausgegangen werden, dass die Scherkräfte aufgrund der vergleichsweise langsamen Rotation und damit verbunden geringen Einstromgeschwindigkeiten in die Maschine gering und somit nicht schädigend für die Fische sind.

Eine Schädigung von Fischen in Form mechanischer Verletzungen durch die Wasserdruckmaschine in Abhängigkeit von verschiedenen Randbedingungen kann ohne eine praktische Überprüfung nicht ausgeschlossen werden. Daher wurde die Beobachtung von Fischen, welche sich in dem Einflussbereich der hydraulischen Druckmaschinen (Wasserdruckmaschine und Wasserdruckrad) befanden, als notwendig erachtet und durchgeführt. Im Zuge dieser Untersuchungen galt es vor allem zu bestimmen, ob es erforderlich ist, die Fische durch Sicherheitseinrichtungen wie beispielsweise einem Rechen von der Anlage fern zu halten oder ob es Möglichkeiten gibt, durch eine fischfreundlichere Gestaltung der Wasserdruckmaschine eine schadlose oder zumindest nahezu schadlose Passage von Fischen zu ermöglichen. Das Ziel der in den nachfolgenden Kapiteln aufgeführten Untersuchungen an verschiedenen Wasserdruckmaschinen und -rädern war daher, eine objektive Analyse des tatsächlich zu erwartenden Verhaltens der Fische gegenüber des Wasserkraftwandlers sowie eine Abschätzung des möglichen Schädigungspotentials durchzuführen.

6.3. Untersuchung der Auswirkungen der Wasserdruckmaschine auf Fische in einer Laborrinne

6.3.1. Untersuchungsgrundlagen und Fragestellung

Zusätzlich zu der hydraulischen Optimierung der Wasserdruckmaschine wurde der Einfluss der Maschine auf das Verhalten von Fischen untersucht. Hierzu wurden auf Grundlage ethohydraulischer Ansätze Fischverhaltensbeobachtungen durch das Institut für angewandte Ökologie (Kirtorf-Wahlen) in einer Laborrinne der Technischen Universität Darmstadt durchgeführt. Diese sind ausführlich in Adam und Engler (2011) dokumentiert. Die Untersuchungen erfolgten im Rahmen des EU-Forschungsprojektes „Development of hydropower converters for very low head differences – Hylow“.

Ethohydraulik stellt eine vergleichsweise neue Transdisziplin dar. Der Begriff „verbindet semantisch und inhaltlich die biologische Teildisziplin der Verhaltensbiologie mit dem ingenieurwissenschaftlichen Fachgebiet der Hydraulik“ (Adam und Lehmann, 2011). Bei dieser Methode werden bestimmte Verfahrensweisen angewendet, so dass aus den in Laborrinnen gewonnenen Erkenntnissen in Bezug auf das Verhalten von Fischen Aussagen über deren Verhalten in der Natur getroffen werden können. Hierbei sind die Begriffe „situative Ähnlichkeit“ und „hydraulische Signatur“ von zentraler Bedeutung. Nach Adam und Lehmann (2011) beinhaltet die situative Ähnlichkeit, dass die für das Fischverhalten entscheidenden geometrischen und/oder hydraulischen Gegebenheiten in der Natur und in der Laborrinne vergleichbar sind. Dies bedeutet, dass zum einen die hydraulische Situation mittels Modells nachzubilden ist und zum anderen der Maßstab so gewählt wird, dass Fische quasi natürlich reagieren können. Entsprechend sind großskalige Modelle erforderlich. Dabei bieten diese gegenüber Feldversuchen die Möglichkeit einzelne Parameter wie beispielsweise den Durchfluss gezielt und kurzfristig zu ändern, um verschiedene hydraulische Bedingungen zu betrachten. Im Rahmen der ethohydraulischen Tests gilt es zu identifizieren, welche konstruktiven und hydraulischen Parameter, meist handelt es sich dabei um geometrische Abmessungen, Fließgeschwindigkeiten und Turbulenzen, das bei den Fischen beobachtete Verhalten auslösen (Adam und Lehmann, 2011). Hierdurch ist es möglich eine hydraulische Signatur zu bestimmen, welche einem Reiz oder einer Reizkombination entspricht, die bei dem Probanden ein reproduzierbar ablaufendes Verhalten hervorruft und stellt damit das Ergebnis eines erfolgreichen ethohydraulischen Tests dar (Adam und Lehmann, 2011). Die ermittelten Reize werden mittels geometrischer, kinematischer und dynamischer Parameter näher beschrieben. Nach Adam und Lehmann (2011) ist es hierdurch möglich, von den Beobachtungen im Labor auf das Verhalten der Probanden beim Vorliegen vergleichbarer Bedingungen in der Natur zu schließen, da davon ausgegangen werden kann, dass diese im Gewässer beim Vorliegen gleicher Faktoren auch gleich reagieren.

Aufbauend auf den beschriebenen Grundlagen der Ethohydraulik wurden die Fischverhaltensbeobachtungen durchgeführt. Ziel der vorliegenden Untersuchungen war die Analyse der Auswirkungen der Wasserdruckmaschine unter verschiedenen hydraulischen Bedingungen auf das Verhalten der Fische beispielsweise in Bezug auf das Anschwimmen in Richtung Maschine. Hierdurch konnten Aussagen über das Verhalten sowie ein damit einhergehendes mögliches Schädigungspotential für Fische unter vergleichbaren Naturbedingungen getroffen werden. Im Rahmen der Untersuchungen wurden keine komplexen Strömungssignaturen erfasst und ausgewertet. Dokumentiert wurden jedoch die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten und die Rotationsgeschwindigkeiten der Wasserdruckmaschine. Der Fokus der Fischbeobachtungen lag nicht auf einer Analyse des Ursachen-Wirkungsgefüges sondern vielmehr auf einer Darstellung und Bewertung des Einflusses der Wasserdruckmaschine auf das Verhalten der Fische. In diesem Zusammenhang war es entsprechend von untergeordneter Bedeutung die genauen Ursachen für das Fischverhalten mit Hilfe einer hydraulischen Signatur darlegen zu können.

6.3.2. Aufbau und Durchführung der Untersuchungen

Der Fokus der Fischverhaltensbeobachtungen lag auf der Analyse der folgenden Aspekte:

- Es galt zu prüfen, ob die Fische beim Anschwimmen zur Wasserdruckmaschine Reaktionen erkennen lassen, die darauf hindeuten, dass die Maschine als Gefahrenquelle wahrgenommen wird. Dabei sollte insbesondere beurteilt werden, ob die Fische vor einem Einschwimmen in die Maschine zurückschrecken.
- Es sollte untersucht werden, ob bei den Fischen durch die vorliegenden hydraulischen Bedingungen, die zum Teil mit erheblichen Turbulenzen, Wellenbildungen und Geräuschen einhergingen, ein spezifisches Verhalten hervorgerufen wird.
- Es war zu betrachten, ob verschiedene Wasserdruckmaschinentypen, mit Unterschieden in Schaufelform und Breite sowie verschiedene Anströmgeschwindigkeiten Einfluss auf das Fischverhalten haben.
- Abschließend galt es die Frage zu beantworten, an welchen Stellen die Fische versuchen würden die Maschine zu passieren und welchem Verletzungsrisiko sie dabei ausgesetzt sind.

Um die aufgezeigten Fragen bzw. notwendigen Untersuchungsansätze auf einer fundierten Basis bearbeiten zu können, wurden vier verschiedene Konfigurationen der Wasserdruckmaschine untersucht. Eine erste Teststaffel wurde mit der Wasserdruckmaschine mit radial montierten geraden Schaufeln durchgeführt (Oktober 2009). Bei einer weiteren Teststaffel wurde die Wasserdruckmaschine mit gebogenen Schaufeln sowie mit radial montierten geraden Schaufeln, an deren Schaufelenden Gummidichtungen montiert waren, betrachtet (Juli 2010). Die letzte Teststaffel erfolgte im Mai 2011 und wurde mit einer Wasserdruckmaschine mit auf die halbe Rinnenbreite reduzierter Breite sowie diagonal angestellten geraden Schaufeln durchgeführt. Die zu jeder Staffel gehörenden Tests erstreckten sich jeweils über einen Zeitraum von etwa einer Woche.

Zur Vermeidung, dass Fische in bzw. durch die rotierende Wasserdruckmaschine schwimmen bzw. sich an den sich bewegenden Schaufeln oder sonstigen Anlagenteilen verletzen, wurde bei der ersten und zweiten Teststaffel unmittelbar vor der Maschine ein über die gesamte Rinnenbreite reichendes Schutzgitter aus Drahtgewebe eingebaut (Abbildung 72a). Es wurde leicht in Fließrichtung geneigt und wies Maschenweiten von 8 x 8 mm auf. Bei der dritten Teststaffel wurde aufgrund der reduzierten Wasserdruckmaschinenbreite eine an die Maschine angepasste Einhausung aus Kunststoffgewebe mit Maschenweiten von 5 x 5 mm installiert (Abbildung 72b).

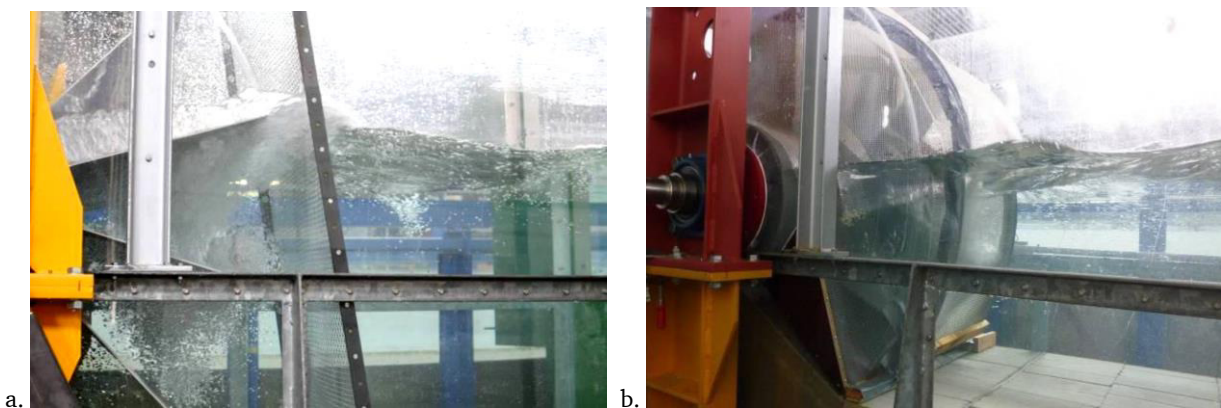


Abbildung 72: Installierte Schutzgitter vor der Wasserdruckmaschine (Adam und Engler, 2011) aus a. Drahtgewebe für Testserien 1 und 2 und b. Kunststoffgewebe für Testserie 3

Die beim Einsatz in der Natur zu erwartenden Drehzahlen für die Wasserdruckmaschine wurden entsprechend im Labor eingestellt. Die Rotationsgeschwindigkeit im Rahmen der Untersuchungen betrug daher zwischen 5 und 17 Umdrehungen pro Minute. Hierdurch stellten sich in der Oberwasserrinne mittlere Fließgeschwindigkeiten zwischen 0,11 und 0,28 m/s ein. Direkt vor dem Schutzgitter betru-

gen diese in Abhängigkeit der gewählten Wasserdruckmaschinenkonfiguration und dem genauen Messpunkt im Fließquerschnitt 0,1 bis 0,8 m/s. Die aufgrund des Sohlenversprungs in der Oberwasserrinne vorliegenden tatsächlichen Wassertiefen beliefen sich auf 300 bis 460 mm, was Oberwasserständen im Bereich von $h_1 = 767$ bis 967 mm entsprach. Um sowohl Drehzahl als auch Oberwasserstände den Vorgaben entsprechend einzustellen, wurden Durchflüsse zwischen 100 und 210 l/s durch die Rinne geleitet. (Adam und Engler, 2011)

Die Beobachtungen der Fische wurden schwerpunktmäßig im Bereich unmittelbar Oberstrom der Wasserdruckmaschine vorgenommen. Zusätzlich erfolgte stets eine Mitbetrachtung des Verhaltens der Probanden in der gesamten Oberwasserrinne. Konzeptionsbedingt lag aufgrund der Sohlstufe im direkten Bereich nach dem Absatz eine Totwasserzone vor, in welcher sich die Fische versammelten und verweilten. Zur Vermeidung dieses Verhaltens wurde dieser Bereich bei der überwiegenden Anzahl der Untersuchungen mittels eines Lochblechs, welches waagrecht oder geneigt eingebracht wurde, verschlossen.

Am Anfang jeder Teststaffel-Woche wurden aus dem Epi-Potamal (Barbenregion) der Lahn bei Weilburg die benötigten Fische per Elektrofischerei gefangen und in mit Sauerstoff belüfteten Transportbehältern zur Laborrinne in Darmstadt befördert. Während der Versuchswoche wurden die Fische in speziell belüfteten Becken gehältert. Die für die Fische notwendigen chemisch-physikalischen Wasserparameter wie beispielsweise Temperatur wurden dabei regelmäßig kontrolliert.

Insgesamt wurden im Rahmen der Untersuchungen 221 Fischindividuen beobachtet. Da die Wassertiefe in der Versuchsrinne begrenzt war, wurden bevorzugt kleine bis mittlere Fischarten eingesetzt. Weiterhin wurde darauf geachtet, dass sowohl bodenorientierte als auch bevorzugt im freien Wasserkörper schwimmende Fischarten ausgewählt wurden. Bei dem Fisch mit der kürzesten Körperlänge von 8 cm handelte es sich um eine juvenile Plötze, das längste beobachtete Individuum war ein 75 cm langer Aal. Neben den genannten Fischarten wurden ebenfalls Barben, Döbel, Barsche, Groppen, Gründlinge, Güstern, Haseln, Hechte, Kaulbarsche, Nasen, Schleien sowie Ukeleien beobachtet. Die Mehrzahl der Fischindividuen wies bei allen drei Teststaffeln eine Körperlänge von 10 bis 20 cm auf. Weitere Angaben zu den beobachteten Fischarten und -längen der Individuen sind in *Anhang I* aufgeführt. Die Fische wurden bei jeder Teststaffel in zwei Gruppen mit je 30 bis 35 Individuen aufgeteilt. Hierdurch wurde ermöglicht, dass mehrere Tests an einem Tag stattfinden konnten, ohne dass sich die Fische an die Rinne gewöhnen konnten und sich damit nicht mehr natürlich verhalten hätten. (Adam und Engler, 2011)

Für die Durchführung eines Tests wurden zu Beginn die für die jeweilige Beobachtungssituation festgelegten hydraulischen Parameter in der Versuchsrinne eingestellt (Durchfluss, Wasserstand, Drehzahl). Danach wurden die Fische mit Hilfe einer mit Wasser gefüllten Transportwanne im mittleren Bereich der Oberwasserrinne eingesetzt. Die reguläre Beobachtungszeit für einen Test betrug 30 Minuten. Lediglich bei sehr geringer Aktivität der Probanden wurde diese in Ausnahmen auf 60 Minuten ausgedehnt. Die relativ kurzen Beobachtungszeiten wurden gewählt, um einen Dressureffekt der Fische zu vermeiden (Adam und Engler, 2011). Während der gesamten Beobachtungszeit wurde das Verhalten der Fische mittels sogenannter Ad libitum-Protokollen festgehalten. Dies bedeutet, dass handschriftlich in chronologischer Reihenfolge alle Geschehnisse und Beobachtungen zum Verhalten der Probanden aufgezeichnet wurden (Adam und Lehmann, 2011). Zusätzlich wurde das Verhalten der Fische per Video- und Fotokamera dokumentiert.

6.3.3. Ergebnisse der Fischbeobachtungen

Die Ergebnisse der Beobachtungen in Bezug auf das Verhalten der Fische werden im Folgenden zusammenfassend dargestellt und bewertet. Dabei wird auf die zentralen Ergebnisse in Hinblick auf die

zu untersuchenden Aspekte eingegangen. Die in den Kapiteln 6.3.3.1 bis 6.3.3.4 dargestellten Ergebnisse basieren auf den Angabe aus Adam und Engler (2011).

6.3.3.1 Annäherung an die Wasserdruckmaschine

Durch die Wasserdruckmaschine wurden bei höheren Drehzahlen, insbesondere bei der Konfiguration mit geraden, radial montierten Schaufeln, beim Auftreffen der Schaufeln auf die Wasseroberfläche recht laute, klatschende Geräusche verursacht. Auch bei der im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten optimalsten Schaufelform, den diagonal montierten geraden Schaufeln, kam es immer noch zu einer geringfügigen Geräuschentwicklung. Trotz dieser Randbedingungen konnte im Rahmen der Tests nicht festgestellt werden, dass die durch die Wasserdruckmaschine erzeugten Geräusche Einfluss auf das Verhalten der Fische hatten. Beispielsweise konnte kein Innehalten der Probanden beobachtet werden. Ebenfalls zeigte keine Fischart Reaktionen auf die beim Füllvorgang der Schaufeln entstehenden Wellen für die Konfigurationen „gerade Schaufeln“ und „gebogene Schaufeln“. Das Annäherungsverhalten der Fische zur Wasserdruckmaschine wird somit weder durch Geräusche noch durch Turbulenzen bzw. Wellenbildung beeinflusst. Die Maschine verursachte entsprechend keinerlei Scheuwirkung.

Durch die Verhaltensbeobachtungen konnte festgestellt werden, dass sich die Probanden bei der Annäherung an den unmittelbaren Zulaufbereich zur Wasserdruckmaschine, also den Bereich direkt nach dem Sohlenabsatz, abhängig von der Fließgeschwindigkeit unterschiedlich verhielten. Bei mittleren Fließgeschwindigkeiten von weniger als 0,1 m/s in der Oberwasserrinne schwammen die Fische vorzugsweise als Gemischtartenschwärme durch die gesamte Laborrinne. Bei dieser Versuchsführung drehte sich die Wasserdruckmaschine nicht, so dass von ihr kein Einfluss auf die Fische ausging.

Im Fließgeschwindigkeitsbereich zwischen 0,1 und 0,2 m/s zeigten sich artspezifische Reaktionen. So schwammen Cypriniden in Gemischtartenschwärmen in großen Kreisen durch die Rinne und kehrten (insbesondere Probanden mit einer Körperlänge von weniger als 20 cm) im Bereich der Rinnenverengung wieder in Richtung stromauf um (Abbildung 73). Erst nach einiger Zeit drangen diese Arten sukzessiv immer weiter Richtung Wasserdruckmaschine vor bis einzelne Probanden den Nahbereich erreichten. Im Gegensatz zu diesem zögernden Verhalten schwammen adulte Barben und Döbel aktiv, d.h. den Kopf voran, auf den Nahbereich vor der Wasserdruckmaschine zu. Gleiches Verhalten zeigten Aal, Kaulbarsch und Groppe. Das aktive Anschwimmen war ebenfalls bei Hechten zu beobachten, wobei diese sich positiv rheotaktisch ausgerichtet, also mit Kopf entgegen der Fließrichtung, immer weiter verdriften ließen.

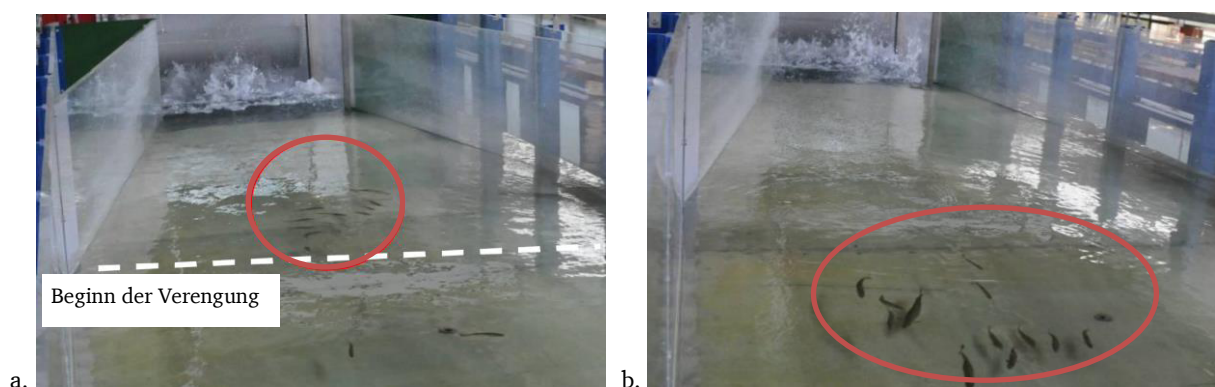


Abbildung 73: a. Vermeidungsverhalten der Cypriniden im Bereich der Rinnenverengung, b. Cypriniden schwimmen entgegen der Fließrichtung aus der Verengung (nach Adam und Engler, 2011)

Sobald mittlere Fließgeschwindigkeiten über 0,2 m/s gemessen wurden, schwammen alle Arten, auch die Cypriniden, den Nahbereich vor der Wasserdruckmaschine relativ rasch und deutlich häufiger an. Nach den ersten 5 Minuten Beobachtungszeit waren bereits zwei Drittel der Probanden schon einmal in diesen Bereich eingeschwommen. Dies erfolgte im Bereich der Rinnenverengung entweder aktiv mit

Kopf in Fließrichtung oder durch ein kontrolliertes Verdriften bei positiv rheotaktischer Ausrichtung. Insgesamt zeigte sich, dass alle Probanden früher oder später in dem unmittelbaren Nahbereich der Wasserdruckmaschine ankamen. Die Dauer hing dabei ausschließlich von der vorherrschenden Fließgeschwindigkeit und der jeweiligen Fischart ab.

Ein vergleichbares Verhalten von Fischen im Oberwasser eines Wasserdruckrades wird in Vowles (2012) beschrieben. Im Rahmen dieser Untersuchungen in einer Versuchsrinne der Universität Southampton (Länge 21,4 m, Breite 1,4 m, Tiefe: 0,6 m) wurden zwei Testreihen mit lebenden Fischen (Regenbogenforelle mit mittleren Körperlänge von 263 mm und Aal mit 566 mm) durchgeführt. Schwerpunkt lag hierbei auf der Beobachtung ihres Verhaltens im Oberwasser des Wasserdruckrades ($D = 800$ mm, $b = 1.400$ mm), vor welchem zum Schutz der Fische ein Sicherheitsgitter installiert war. Es wurde eine mittlere Fließgeschwindigkeit von 0,4 m/s eingestellt. Es zeigte sich, dass die Fische aufgrund hydraulischer, optischer oder akustischer Störungen durch das Rad kaum ein Vermeidungsverhalten aufwiesen. 72 % der Regenbogenforellen sowie 91 % der Aale kamen in Kontakt mit dem Sicherheitsgitter (Vowles, 2012).

6.3.3.2 Verhalten im Nahbereich vor der Wasserdruckmaschine

In dem Bereich zwischen Sohlstufe und dem Sicherheitsgitter vor der Wasserdruckmaschine erfolgte die weitere Annäherung entweder weiterhin aktiv oder verdriftend. Bei Aal, Barbe, Barsch, Kaulbarsch und Hecht, die alle aktiv anschwammen, wurden zum Teil ungebremste und mit hoher Geschwindigkeit erfolgende Kollisionen mit dem Schutzgitter beobachtet. Nach einer Kollision schwammen diese Arten zwar kurzzeitig in Richtung gegen die Strömung, verblieben aber meist im Nachbereich, also Unterstrom der Sohlschwelle. Auch in Vowles (2012) wird darauf hingewiesen, dass im Rahmen der Untersuchungen mit Regenbogenforellen und Aalen, die Probanden, welche in Kontakt mit dem Sicherheitsgitter kamen, etwa die Hälfte des Untersuchungszeitraums von einer Stunde im Nahbereich des Wasserdruckrades verweilten.

Ergaben sich durch den Versuchsaufbau strömungsberuhigte Bereiche in Sohlennähe wie beispielsweise bei Einbau eines schräggeneigten Lochblechs nach der Schwelle, suchten Fische diese zum Verweilen auf (Abbildung 74a). Von dieser Position aus begannen die Probanden nach Möglichkeiten für eine Passage zu suchen. Barben und Kaulbarsche erkundeten intensiv in Sohlennähe, wohingegen der Aal den gesamten Fließquerschnitt absuchte und teilweise sogar den Kopf über die Wasseroberfläche hinausstreckte (Abbildung 74b). Auch pelagiale Arten blieben in dem Nahbereich und zeigten kein Meideverhalten.

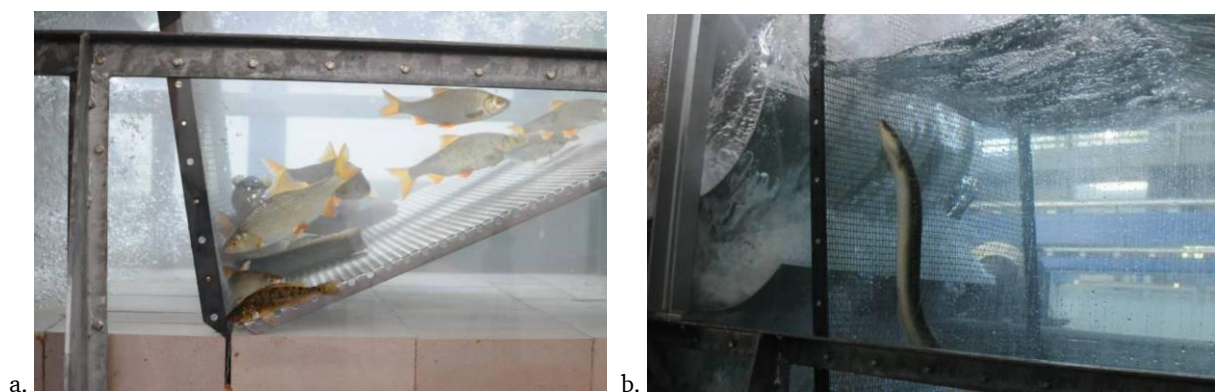


Abbildung 74: Aktive Suche der Fische nach Passagemöglichkeiten, a. bodennah suchende Fischarten (u.a. Barben und Kaulbarsche), b. Aal, der das gesamte Schutzgitter absucht (Adam und Engler, 2011)

Die Annäherung an die Wasserdruckmaschine mit diagonal montierten Schaufeln und reduzierter Breite erfolgte mehrheitlich von der in Fließrichtung gesehenen linken Laborrinnenseite. Von dieser Seite strömte das Wasser geometriebedingt am stärksten in die Zellvolumina der Maschine ein. Die in Fließrichtung gesehen rechte Rinnenseite wurde aufgrund der auftretenden Verdrängung von Wasser

seltener angeschwommen. Im Bereich dieser Maschinenkonfiguration konnte sowohl frontal als auch im linken Anströmbereich ein aktives Suchverhalten der Fische nach Passiermöglichkeiten beobachtet werden (Abbildung 75).

Die Beobachtungen zeigten, dass aufgrund der stattgefundenen Kollisionen mit dem Schutzgitter und der aktiven Suche nach Passagestellen alle Probanden ohne die entsprechenden Schutzvorkehrungen in die Wasserdruckmaschine eingeschwommen wären.

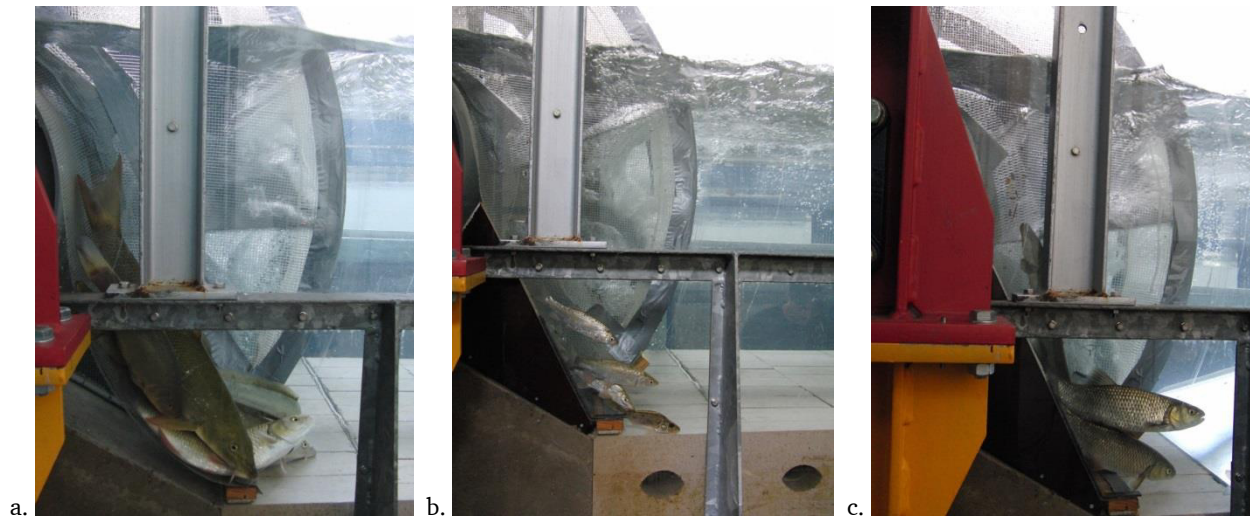


Abbildung 75: Verhalten der Fische an der Wasserdruckmaschine mit reduzierter Breite: Verweilen (a. und b.) sowie Suche nach einer Passagemöglichkeit durch einen Aal (c.)

6.3.3.3 Umkehrverhalten vor der Wasserdruckmaschine

Wie bereits beschrieben, versuchten die Fische nach dem Kontakt mit dem Schutzgitter stets ein Stück in Richtung Oberstrom zu schwimmen. Dabei zeigte sich, dass hierzu die Leistungsfähigkeit einzelner Probanden bereits ab einer Anströmgeschwindigkeit von 0,5 m/s nicht mehr ausreichte. Die Folge war, dass diese Fische mit ihrer Körperbreitseite gegen das Gitter gepresst wurden. Sie konnten sich nur durch starke Schwanzschläge wieder vom Gitter lösen.

Im Maximum wurden im Rahmen der Untersuchungen Anströmgeschwindigkeiten von etwa 0,7 m/s gemessen. In diesem Bereich konnten leistungsstarke adulte Fische wie Barbe, Döbel und Hecht noch immer ohne Stresssymptome in der Strömung ausharren. Der Aal wurde unter diesen Randbedingungen allerdings ab und an gegen das Schutzgitter gedrückt, konnte sich aber jedes Mal durch eine Umkehrreaktion wieder befreien. Dieses Verhalten wurde bereits in Adam et al. (1999) näher beschrieben.

Im Rahmen der Laborversuche lagen für die Probanden ideale Wassertemperaturen vor, was bedeutete, dass diese ihre maximale Schwimmleistung erreichen konnten. Hierdurch stellte eine Überschreitung einer Anströmgeschwindigkeit von 0,5 m/s für die Mehrzahl der Fische keine Gefahr dar. Nur bei kleineren Fischarten wie der Ukelei oder dem Kaulbarsch kam es zu einem Anpressen der Fische gegen das Schutzgitter, so dass diese vorzeitig während dem Test aus der Rinne entnommen wurden.

Da im Freiland meist geringere Wassertemperaturen vorliegen und somit die meisten Fischarten nicht ihre maximale Schwimmleistung erreichen können, sollten die zulässigen Grenzwerte für die Anströmgeschwindigkeiten nach DWA (2005) eingehalten werden. Dies bedeutet in Hinblick auf den Aal eine Begrenzung auf 0,5 m/s und für andere Arten auf eine Geschwindigkeit, welche sich aus zwei Mal der Fischlänge bezogen auf eine Sekunde berechnet.

6.3.3.4 Abschätzung des vorhandenen Verletzungsrisikos für Fische

Zur Vermeidung ethisch zweifelhafter Tierversuche war im Rahmen der Untersuchungen in der Laborrinne ein Durchschwimmen der Wasserdruckmaschine durch Fische nicht vorgesehen. Um dennoch eine Abschätzung des Schädigungsrisikos für Fische vornehmen zu können, wurden u.a. tote Speisefische (Regenbogenforellen) mit einer Länge von 20 bis 25 cm, im Weiteren als Fisch-Dummies bezeichnet, mit einem Auftriebskörper versehen und im Nahbereich vor der Maschine in die Rinne eingesetzt. Im Gegensatz zu lebenden Fischen verdrifteten diese passiv. Nachdem die Fisch-Dummies die Wasserdruckmaschine passiert hatten, wurden sie der Laborrinne entnommen und auf äußerlich sichtbare Schädigungen überprüft.

Die Mehrzahl der toten Speisefische gelangte strömungsbedingt seitlich in die Wasserdruckmaschine. Im Idealfall trat der Fischkörper vollständig in ein Zellvolumen ein und passierte äußerlich unversehrt in das Unterwasser (Abbildung 76a). Es zeigte sich jedoch ein relativ hohes Risiko, dass ein Fisch von einer Maschinenschaufel getroffen wird und hierdurch Hämatome oder Quetschungen auf einer Körperseite davonträgt. An der entgegengesetzten Körperseite wiederum fanden sich flächige Abschürfungen, die durch Reib-, Schieb- oder Scherbewegungen an rauen Flächen entstanden sein dürften. Auch Schnitte, Voll- und Teildurchtrennungen wurden bei den Fisch-Dummies festgestellt. Diese entstanden dann, wenn ein Fischkörper im Bereich des Beginns des gekrümmten Bodeneinbaus zwischen Schaufel und feste Kante gelangte (Abbildung 76b).

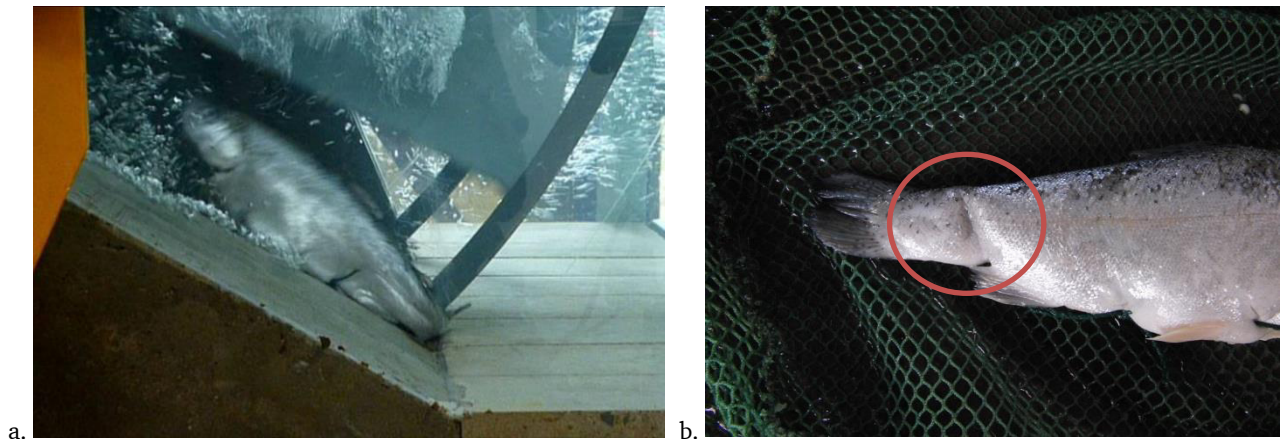


Abbildung 76: a. Toter Speisefisch, der in Zelle der Wasserdruckmaschine gesogen wird (Adam und Engler, 2011), b. Schlagverletzung durch Schaufel der Wasserdruckmaschine im Schwanzbereich (eines tot der Rinne zugegebenen Speisefisches)

Die Schädigungsrisiken für Fische, welche in den Nahbereich oder in Kontakt mit der Wasserdruckmaschine gelangen, werden in Adam und Engler (2011) wie folgt abgeschätzt:

- Fische, die sich oberflächennah oder pelagial der Wasserdruckmaschine nähern, haben abhängig von der Rotationsgeschwindigkeit das Risiko von einer Schaufel getroffen zu werden. Lassen sich die Fische rückwärts (positiv rheotaktisch) verdriften, so können diese nach einem Schaufelkontakt ohne neue Ausrichtung der Körperachse die Flucht in Richtung Oberstrom ergreifen.
- Leistungsschwächere Fische, die aufgrund ihrer Gesundheit oder niedrigerer Wassertemperaturen nicht ausreichend gegen die Strömung ankommen, können bei der Füllung der Schaufelzwischenräume miteingesogen werden. Passen Körpergröße und -form des entsprechenden Fisches in die Zelle der Wasserdruckmaschine besteht eine gewisse Wahrscheinlichkeit, dass eine unbeschadete Beförderung ins Unterwasser möglich ist. Allerdings gilt hierbei zu beachten, dass ein Fisch bei diesem Transportvorgang nicht still in der Zelle ausharren wird, sondern versuchen wird, aus dieser Lage zu entkommen. Dies könnte wiederum Verletzungen in Form von Schlägen durch die Schaufel nach sich ziehen.
- Fische, die sich sohlennah der Wasserdruckmaschine nähern, haben ein besonders hohes Risiko für Verletzungen. In diesem Bereich tauchen die Schaufeln in den gekrümmten Bodeneinbau

ab. Hierdurch wird mit zunehmender Rotationsgeschwindigkeit das zur Verfügung stehende Zeitfenster, um ohne in Kontakt mit einer Schaufel in die Zelle zu gelangen, sehr gering. Für die Fische in diesem Bereich besteht nicht nur die Gefahr von der Schaufel getroffen zu werden. Sie können auch im Spalt zwischen Schaufelende und Bodeneinbau gequetscht und schlimmstenfalls sogar durchtrennt werden. Die Wahrscheinlichkeit und der Schweregrad dieser Verletzungsarten ist abhängig von (1) der Länge des Spalts im Bereich des Bodeneinbaus, (2) der vorhandenen lichten Spaltweite gegenüber der Größe und Form des Fisches und (3) der Rotationsgeschwindigkeit der Wasserdruckmaschine.

Neben den beschriebenen Schädigungsrisiken ergab sich aus der Beobachtung, dass sich Fische verstärkt in der Totwasserzone unmittelbar nach dem Sohlenabsatz der Rinne aufhielten, eine potentielle weitere Gefährdung. Diese mituntersuchte Konfiguration einer Sohlenstufe würde bei Einbau einer Wasserdruckmaschine an einem ehemaligen Mühlenstandort häufig den örtlichen Gegebenheiten entsprechen (vgl. Standort Partenstein in Kapitel 5.5.1). Hierdurch würden sich die Fische für einen längeren Zeitraum im Nahbereich der rotierenden Anlage aufhalten und sich somit von dort aus der Wasserdruckmaschine nähern (Adam und Engler, 2011).

6.4. Untersuchung der Auswirkungen der Wasserdruckmaschine auf Fische im Feldversuch

Die in Laborrinnen durchgeführten Tests auf Grundlage ethohydraulischer Ansätze mit verschiedenen Konfigurationen einer Wasserdruckmaschine zeigten auf, welche Reaktionen diese bei Fischen hervorgerufen können und mit welchen Risiken einer Schädigung zu rechnen ist. Im Rahmen von Feldversuchen an der in Bulgarien im Fluss Iskar installierten Wasserdruckmaschine wurde untersucht, welche absoluten Schädigungsraten für Fische unter realen Bedingungen auftreten. Eine Beschreibung des Standortes findet sich in Kapitel 5.5.2. Bislang wurden zwei Versuchsreihen mit lebenden Fischen durchgeführt, wobei sowohl Zuchtfische als auch am Standort natürlich vorkommende Fische eingesetzt wurden. Die Ergebnisse sind in Bozhinova et al. (2012) sowie Uzunova und Kisliakov (2014) dargestellt und werden im Folgenden kurz zusammengefasst.

Im Rahmen der Untersuchungen mit Zuchtfischen (Bachsaibling und Regenbogenforelle), welche zwar am Standort nicht natürlich vorkommen, aber bereits im Rahmen von Ansiedlungsmaßnahmen eingesetzt wurden, fand eine Einteilung der Probanden in vier Gruppen mit mittleren Längen von 80, 95, 120 und 250 mm statt. Es wurden zwei verschiedene Arbeitseinstellungen der Wasserdruckmaschine verwendet (6,6 und 4,4 U/min). Dies lässt auf mittlere Fließgeschwindigkeiten zwischen 0,12 und 0,25 m/s im unmittelbaren Oberstrombereich der Maschine schließen. Insgesamt wurden 335 Individuen in den Oberwasserkanal eingesetzt, wovon 258 im Unterstrombereich der Wasserdruckmaschine wieder gefangen werden konnten. 26 Fische wiesen dabei Verletzungen auf, was einer auf alle aufgefangenen Fische bezogenen Schädigungsrate von 10 % entspricht. Dabei zeigten 30 % der geschädigten Fische Schnittwunden, 81 % Schuppenverluste und 4 % Durchtrennungen auf. Die Fische mit einer mittleren Körperlänge von 250 mm wiesen eine Schädigungsrate von etwa 55 % auf. Bei den kleineren Fischen lag diese Rate bei maximal 5 %.

Die in Uzunova und Kisliakov (2014) dargestellten Ergebnisse der Untersuchungen einer zweiten Versuchsreihe mit am Standort vorkommenden Fischarten (Döbel, Elritze, Barbe (*Barbus petenyi*), Bitterling, Flussbarsch, Gold-Steinbeißer, Gründling und Sonnenbarsch) wiesen vergleichbare Schädigungsraten auf. Die Wasserdruckmaschine drehte sich während dieser Untersuchungen mit 6,5 U/min, entsprechend etwa 0,25 m/s im Nahbereich der Maschine Oberstrom. Insgesamt wurden bei diesen Tests 105 Individuen in den Oberwasserkanal eingesetzt. Bei 19 % der 73 nach der Passage wieder gefangenen Fische wurden Verletzungen festgestellt. Die dabei am stärksten betroffene Fischart war der Döbel, da diese Fischgruppe im Mittel vergleichsweise große Körperlängen von 128 mm aufwies. Ein Döbel wurde getötet und auch Elritzen sowie Bitterlinge wurden verletzt. Die betroffenen Fische

wiesen dabei überwiegend Schuppenverluste, aber auch Schnittwunden, gebrochene Flossen und Wirbelbrüche auf.

Die Versuche zeigten, dass vorrangig größere Fische ein erhöhtes Schädigungsrisiko aufweisen. Zu deren Schutz wird von Bozhinova et al. (2012) vorgeschlagen, einen angepassten Rechen vor der Wasserdruckmaschine zu installieren, um diese Fische von dem Einschwimmen in den Nahbereich der Maschine abzuhalten.

6.5. Diskussion der Untersuchungen in den Versuchsrinnen und im Freiland

Im Rahmen der auf ethohydraulischen Grundlagen durchgeführten Untersuchungen in der Laborrinne wurde das Verhalten der Fische im Oberstrom der Wasserdruckmaschine beobachtet sowie ein mögliches Schädigungsrisiko mit Hilfe von Fisch-Dummies bestimmt. Es zeigte sich, dass alle Fische in den Nahbereich der Wasserdruckmaschine gelangten. Da diese in der Laborrinne, anders als in der Natur zu erwarten, keine Alternativrouten oder Ausweichmöglichkeiten hatten, kann auf Basis der Untersuchungen keine abschließende Aussage getroffen werden, ob sich diese Situation auch in vollkommen gleicher Weise in einem Gewässer einstellen würde.

Erreichen die Fische die Wasserdruckmaschine ist nach Adam und Engler (2011) davon auszugehen, dass Fische durch die Wasserdruckmaschine verletzt oder getötet werden können. Hierbei spielen allerdings auch die hydraulischen Randbedingungen wie beispielsweise Anströmgeschwindigkeiten an dem jeweiligen Einsatzstandort eine Rolle. Die durch die Tests mit Fisch-Dummies festgestellten möglichen Verletzungen entsprechen den Verletzungen, die für Fische bei einer Turbinenpassage bekannt sind (vgl. Kapitel 6.2.3).

In Tabelle 8 sind die nach Adam und Engler (2011) wesentlichen Parameter mit Einfluss auf das Schädigungsrisiko für abwandernde Fische dargestellt. Es wird aufgeführt, wie durch ihre Änderung das Risiko qualitativ zu- oder abnimmt. Dabei wird zwischen den Parametern unterschieden, welche dem Fisch und welche der Turbine bzw. dem Wasserrad zugeordnet werden können.

Tabelle 8: Einfluss verschiedener Parameter auf das Schädigungsrisiko abwandernder Fische (nach Adam und Engler, 2011)

Bezugsgröße	Parameter	Zunahme des Schädigungsrisikos →	
Fisch	Körperlänge	kurz	lang
	Körperhöhe	flach	hochrückig
	Schwimmleistung	stark	schwach
	Lebensweise	pelagial	benthal
Turbine / Wasserrad	Laufrad-Dimension	groß	klein
	Schaufelanzahl	gering	hoch
	Abstand zwischen Schaufeln	groß	klein
	Drehzahl	langsam	schnell
	Spaltmaß zur Wandung	minimal	groß

Werden die Parameter im Hinblick auf die Bezugsgröße „Turbine / Wasserrad“ aus Tabelle 8 auf die Wasserdruckmaschine übertragen, wird deutlich, dass bei ausschließlicher Betrachtung dieser Parameter die Maschine ein vergleichsweise niedriges Schädigungsrisiko aufweist. Zum einen hat die Wasserdruckmaschine für einen Kleinwasserkraftstandort mit Schaufeltiefen im Bereich zwischen 0,5 und 2,5 m relativ große geometrische Laufradabmessungen und besitzt nur eine geringe Anzahl an Schaufeln (10 bis 12), woraus wiederum ein vergleichsweise großer Abstand zwischen den einzelnen Schaufeln resultiert. Beispielsweise wies der Prototyp im Spessart äußere Schaufelabstände von 0,64 m und die Anlage in Bulgarien Abstände von 0,75 m auf. Zum anderen sind die Drehzahlen im Vergleich

zu konventionellen Turbinen mit maximal 16 U/min bzw. 12 U/min für die Anlage im Spessart bzw. Bulgarien äußerst gering. Gleiches gilt für die korrespondierenden Rotationsgeschwindigkeiten an den Schaufelenden mit 2,1 m/s bzw. 1,5 m/s.

Im Rahmen der hydraulischen Untersuchungen an der Wasserdruckmaschine wurde zur Maximierung der Wirkungsgrade eine Vermeidung von Verlusten in Form von Spaltdurchflüssen angestrebt. Hierzu wurden flexible Gummidichtungen an den Schaufelkanten montiert, so dass zwar die feste Schaufel nicht bis unmittelbar an die Wandungen heranreichte, die Gummidichtung dennoch den Querschnitt abspernte. Dabei zeigte sich im Verlauf der hydraulischen Untersuchungen mit der Wasserdruckmaschine, dass sich die Gummidichtungen bei Überschreiten eines bestimmten zu überdeckenden Spaltmaßes durch den Wasserdruck umbogen und hieraus resultierend die Wirkungsgrade stark abnahmen. Bei den in Kapitel 5.3.2 beschriebenen Versuchen bog sich der 3 mm starke Gummistreifen ab Überschreitung eines zu überdeckenden Spaltes von 30 mm um. Zudem würde unter realen Bedingungen das Umbiegen auch das Risiko erhöhen, dass in die Wasserdruckmaschine einschwimmende Fische in die entstehenden Spalte gelangen und zu Schaden kommen.

Somit sollte sowohl aus hydraulischer als auch aus ökologischer Sicht stattdessen ein Minimalspalt angestrebt werden, der durchaus aus einer Kombination von festen Schaufeln mit einem konstruktiv bedingten geringen Spaltmaß zur Wandung (ca. 5 mm) und daran angebrachten Gummidichtungen erreicht werden könnte. Durch die Gummistreifen ist ein optimiertes Abschließen des verbliebenen Spaltmaßes möglich. Sollen größere Spalten mit Gummistreifen abgedeckt werden, um beispielsweise ein Verklemmen der Maschine mit Sediment zu vermeiden, so müssten die Streifen durch Draht verstärkt oder ein deutlich steiferes Material gewählt werden. Auf eine Minimierung der Spalten zum Schutz der Fische vor Verletzungen wird u.a. in Cada et al. (1997) in Hinblick auf die Gestaltung einer fischschonenden Turbinenanlage hingewiesen. Dem Ansatz eines minimalen Spaltes wurde ebenfalls bei der Entwicklung der sogenannten „Minimum Gap Runner Kaplan Turbine“ Rechnung getragen (Voith, 2011). Des Weiteren wurde im Rahmen der in Schmalz (2010) beschriebenen Untersuchungen zur Schädigung von Fischen während der Passage durch eine Wasserkraftschnecke ebenfalls die Bedeutung eines Minimalspaltes zwischen den Flügeln der Schnecke und dem umgebenden Trog festgestellt.

Unabhängig von der Optimierung der Eigenschaften der Wasserdruckmaschine in Bezug auf den Fischschutz wird stets eine schadlose Durchwanderbarkeit der Wasserdruckmaschine durch den Aal ein Problem darstellen. Aale haben aufgrund ihrer langen Körper beim Einschwimmen das Risiko durch die rotierenden Schaufeln unter Umständen sogar mehrfach getroffen und verletzt zu werden. Diese Problematik ist jedoch nicht wasserdruckmaschinenspezifisch, sondern betrifft nahezu alle Wasserkraftmaschinen. Eine Zunahme des Schädigungsrisikos für Fische mit einem längeren Körper konnte auch während der in Uzunova und Kisliakov (2014) beschriebenen Feldversuchen festgestellt werden.

Da im Rahmen der in Adam und Engler (2011) beschriebenen Fischbeobachtungen nur Aussagen für das Verhalten der Fische in Bezug auf die untersuchten hydraulischen und geometrischen Randbedingungen getroffen werden konnten und kein Fisch tatsächlich die Wasserdruckmaschine passieren durfte, kann basierend auf den beschriebenen Untersuchungen keine Schlussfolgerung über tatsächliche Schädigungsraten vorgenommen werden. Diese können nur im Rahmen von umfangreichen Feldversuchen bestimmt werden. Einen ersten Schritt lieferten hierzu die Untersuchungen von Uzunova und Kisliakov (2014), bei welchen Schädigungsraten von 10 und 19 % ermittelt wurden.

Für eine bessere Einordnung möglicher Schädigungsraten der Wasserdruckmaschine wird an dieser Stelle auf die Untersuchungen von Holzner und Tombek (2008) verwiesen, welche einige der wenigen verfügbaren Daten zu Untersuchungen an Wasserrädern und deren Schädigungspotential für Fische darstellen. In dieser Studie wurden an der Rödermühle an der Fränkischen Saale zwei unterschlächtige Wasserräder betrachtet und nicht vernachlässigbare Verletzungs- und Mortalitätsraten festgestellt. Die mittlere Rate lag dabei bei etwa 25 %, wobei sie in Abhängigkeit von der betrachteten Fischart stark schwankte (Aal: 9,1 %, Nase: 63,7 %, Rotaugen: 20,5 % und Rotfeder: 0 %). Im Falle von Verletzungen

werden Hautschäden (85 %), Flossenschäden (6 %), Fleischwunden (6 %) und Wirbelverletzungen (3 %) angeführt. Insbesondere der Aal zeigte charakteristische Verletzungen auf (auf der einen Körperseite scharfe Quetschstriemen, auf der anderen Seite breite Schürfungen), welche durch Quetschungen im Spaltbereich zwischen Schaufel und Wandung entstanden sein müssen (Holzner und Tombek, 2008).

Vergleichbare Verletzungsmuster wurden auch im Rahmen der Laborversuche an den Fisch-Dummies festgestellt (vgl. Kapitel 6.3.3.4). Hierbei wurde insbesondere der Bereich, in welchem die Schaufeln in den gekrümmten Bodeneinbau eintauchen als besonders risikoreich in Bezug auf die Möglichkeit einer Schädigung identifiziert. Ähnliche Beobachtungen werden ebenfalls in Vowles (2012) für ein Wasserdrukkrad dargestellt. Diese beruhen auf Untersuchungen mit eingeschlaferten Fischen (Forellen) mit einer mittleren Körperlänge von 275 mm, welche Oberstrom eines Wasserdrukkrades ($D = 800$ mm, $b = 500$ mm, 12 Schaufeln) eingesetzt wurden, um Verletzungsmuster aufgrund von Schaufelschlägen zu identifizieren. Dabei wurden 44 % der Forellen von einer Schaufel getroffen und 64 % dieser Verletzungen hätten bei lebenden Fischen vermutlich zum Tode geführt (Vowles, 2012). Die schweren Verletzungen traten vor allem dann auf, wenn ein Fisch während dem Eintauchen der Schaufeln in den Bodeneinbau eingeklemmt wurde.

Über die dargestellten Untersuchungen hinausgehend wird in der Literatur nur angeführt, dass Wasserräder und auch Wasserkraftschnecken gegenüber konventionellen Turbinen aufgrund ihrer niedrigen Drehzahl und großen geometrischen Abmessungen ein geringeres Schädigungspotential für Fische aufweisen (u.a. MUNLV, 2005). Für Wasserkraftschnecken werden in der Literatur Schädigungsraten zwischen 0 und 32,7 % angegeben (Ebel, 2013), wobei gleichzeitig darauf verwiesen wird, dass höhere Spaltmaße und scharfe Schaufelkanten zu signifikant höheren Verletzungsraten führen (Schmalz, 2010). Bei einer Gegenüberstellung der Schädigungsraten für die an der Rödermühle untersuchten unterschlächtigen Wasserräder zu einer dort ebenfalls installierten Wasserkraftschnecke wird in Holzner und Tombek (2008) für letztere eine deutlich geringere Schädigungsrate aufgeführt. Gegenüber konventioneller Turbinen (Kaplan- und Francis-Turbine) scheinen aber die Schädigungsraten von beiden Wasserkraftanlagentypen in der Tendenz niedriger auszufallen (vgl. Kapitel 2.5.2 und 2.5.3). Entsprechendes ist somit auch für die Wasserdrukmaschine zu erwarten.

Auf Grundlage des aktuellen Kenntnisstandes kann nicht angenommen werden, dass die Wasserdrukmaschine gegenüber konventionellen Wasserrädern fischschonendere Eigenschaften aufweist. Aufgrund noch ausstehender ergänzender Untersuchungen hinsichtlich der tatsächlichen Schädigungsraten an einer Wasserdrukmaschine ist entsprechend die Installation von Schutzeinrichtungen vor der Anlage zu empfehlen. Hierdurch kann vermieden werden, dass Fische in die Wasserdrukmaschine einschwimmen und Schaden nehmen. Für die Auslegung der Schutzeinrichtungen ist auf den Stand der Technik zurückzugreifen.

6.6. Betrachtung der Durchgängigkeit für Sediment und Treibgut

Zusätzlich zur Betrachtung der Durchgängigkeit für Fische und wirbellose Lebewesen in Fließgewässern sowie der Abschätzung des Schadensrisikos für Fische, welche in den Nahbereich der Wasserdrukmaschine gelangen, gilt es für eine vollständige Bewertung der Durchgängigkeitseigenschaften der Wasserdrukmaschine die Durchgängigkeit für Sediment und Treibgut an einer installierten Wasserdrukmaschine zu analysieren. Hierbei muss betrachtet werden, ob zum einen die Durchgängigkeit für Sediment, welches sowohl in Form von Schwebstoffen als auch in Form von Geschiebe (Sand, Kies, Steine) transportiert werden kann, trotz des Einbaus der Wasserdrukmaschine erhalten bleibt und zum anderen, ob es durch Treibgut oder transportiertes Sediment zu einer Schädigung der Maschine kommen kann. Insbesondere die Durchgängigkeit für Sediment ist im Hinblick auf die Umsetzung der europäischen Wasserrahmenrichtlinie von großer Bedeutung. Ziel ist es die Verlandung des Stauraums und die Ausbreitung von Erosionsstrecken unterhalb von Querverbauungen zu

vermeiden bzw. zu reduzieren. Eine ausführliche Beschreibung der Auswirkungen von Querverbauungen in Gewässern ist Kapitel 6.1 zu entnehmen.

Für die Betrachtung, ob die Durchgängigkeit für Sediment trotz des Einbaus einer Wasserdruckmaschine erhalten bleibt, muss zuerst eine großräumige Betrachtung des Einzelstandortes erfolgen. Hierbei gilt es zu unterscheiden, ob es sich um ein Ausleitungskraftwerk, wie beispielsweise bei der Prototypanlage im Spessart oder um eine Anlage im Gewässer, welche nur durch einen Zu- und Ablaufkanal vom Hauptgewässer getrennt ist, vergleichbar zu der Anlage in Bulgarien, handelt. In beiden Praxisfällen wird mittels eines Wehres die benötigte Fallhöhe erzeugt. Ziel bei dem Einbau der Wasserdruckmaschine sollte stets sein, dass in die bestehenden Wasserspiegellagen nicht oder nur mit geringen Auswirkungen eingegriffen wird. Für den Prototyp im Spessart wurde hierfür die Höhenlage der Maschine so den örtlichen Gegebenheiten angepasst, dass es zu keiner Änderung der Wasserspiegellage im Oberwasser kam. In Bulgarien hingegen war eine Anhebung der sich bisher einstellenden Wasserspiegellagen notwendig, um das erforderliche Stauziel für die Testanlage zu erreichen. Da die Wasserdruckmaschine auch bei geringen Fallhöhen eingesetzt werden kann, ist davon auszugehen, dass eine Anpassung der Maschinengröße und -höhenlage an die bereits vorhandene Fallhöhe in den meisten Fällen möglich ist. Zudem ist zu erwarten, dass aufgrund der niedrigen Fallhöhen die Auswirkungen auf das Fließgewässer tendenziell gering ausfallen. Insbesondere bei kleinen Fließgewässern kann im Jahresverlauf beispielsweise durch lokale Niederschlagsereignisse mit größeren Schwankungen im Abfluss gerechnet werden. Hierdurch kommt es in Abhängigkeit von dem Ausbaudurchfluss der Wasserdruckmaschine zu einem verstärkten Über- oder Unterströmen des Wehres, wodurch Sediment, insbesondere als suspendierte Stoffe, aus dem Staubereich weitertransportiert werden kann. Sollte dies nicht ausreichend sein, können betriebliche Maßnahmen in Form eines gezielten Spülbetriebs unter Beachtung der ökologischen Randbedingungen bei Bedarf Anwendung finden.

Im Rahmen von Rinnenversuchen wurde betrachtet, wie der Geschiebetransport im Bereich der in Bulgarien installierten Prototypanlage der Wasserdruckmaschine aussehen wird. Diese in Möws und Koll (2011) beschriebenen Untersuchungen wurden in einer Laborrinne vorgenommen und zeigten kleinere Auskolkungen im Bereich der Einlaufschwelle des Oberwasserkanals, welche sich jedoch schnell stabilisierten. Nach der Inbetriebnahme der Anlage bestätigten Messungen vor Ort diese Ergebnisse (Bozhinova et al., 2012). Die Laborversuche wiesen darauf hin und die Beobachtungen im Feld zeigten, dass kein Geschiebeeintrag in den Triebwasserkanal erfolgte.

Da diese Untersuchungsergebnisse nur Gültigkeit für den betrachteten Standort in Bulgarien aufweisen, bei welchem nur ein geringer Anteil des gesamten verfügbaren Durchflusses der Wasserdruckmaschine zugeführt wurde, wird im Folgenden diskutiert, welche Auswirkungen ein Eintrag von Sediment in den Zulaufgraben bzw. -kanal auf die Maschine haben kann. Hierfür wurden Untersuchungen in der in Kapitel 5.1 beschriebenen Versuchsrinne durchgeführt und im Oberstrom der betrachteten Wasserdruckmaschine Sedimente mit mittleren Korndurchmessern im Bereich zwischen 4,0 und 10,5 mm zugegeben (Kahsey, 2012). Im Rahmen dieser rein qualitativen Betrachtungen im Labor wurde festgestellt, dass nur Geschiebe (Sand, Kies und Steine), welches in den tatsächlichen Einzugsbereich für das Befüllen der einzelnen Zellvolumen der Wasserdruckmaschine gelangte, in das Unterwasser transportiert wurde. Außerhalb dieses Bereichs, ab einem Abstand von etwa 500 mm bezogen auf die Achse der Wasserdruckmaschine, wurde das Sediment durch die lokale Strömung der Maschine in Richtung Oberwasser weggedrängt (Kahsey, 2012). Dieser Effekt wurde bei allen Schaufelkonfigurationen beobachtet, wodurch es zu einer Ansammlung von Sediment im Bereich direkt Oberstrom der Maschine sowie in der Totwasserzone unmittelbar nach dem Sohlenabsatz kam (Abbildung 77). Zur Vermeidung dieser Ablagerungen sowie eines Schwebstoffeintrags in diesem Bereich ist eine konstruktive Lösung erforderlich. Das Einbringen einer schrägen Ebene bietet sich hierfür an. Zum einen wird antransportiertes Sediment durch die Schräge unmittelbar dem Einzugsbereich der Wasserdruckmaschine zugeführt und zum anderen wird das Absetzen von Schwebstoffen vermieden. Generell kann auf Basis der vorgenommenen Untersuchungen die Aussage getroffen werden, dass sus-

pendierte Stoffe aufgrund ihrer Größe ohne Probleme die Maschine passieren und dass für bodennah transportiertes Sediment in Abhängigkeit von der Anlagengestaltung die Passage schwierig sein kann.



Abbildung 77: Ablagerung von Sedimenten Oberstrom der Wasserdruckmaschine für a. gerade Schaufeln ($Q = 100 \text{ l/s}$, $h_1 = 815 \text{ mm}$, $h_2 = 400 \text{ mm}$) und b. diagonal montierten geraden Schaufeln mit reduzierter Breite ($Q = 100 \text{ l/s}$, $h_1 = 815 \text{ mm}$, $h_2 = 200 \text{ mm}$)

Neben dem ausschließlichen Aspekt der Durchgängigkeit gilt es, die Auswirkungen von Sediment und Treibgut auf die Maschine zu beachten. So ist durch suspendierte Stoffe keine Schädigung der Anlage zu erwarten. Gleiches gilt für die Passage kleineren Treibgutes wie Laub. Um die Wirkung von größerem bzw. festerem Treibgut wie beispielsweise kleinere Äste zu evaluieren, wurden im Oberwasser der Wasserdruckmaschine in einem Abstand von 1 bis 3 m Elemente aus Kunstharz-Schaumstoff mit einer Länge von 50 bis 200 mm sowie einer Breite und Dicke von jeweils 60 mm als Treibgutersatz der Versuchsrinne zugegeben. Kunstharz-Schaumstoff weist sehr gute Schwimmeigenschaften auf, kann in 95 % seines Volumens Wasser speichern und ist sehr weich. Aufgrund der letztgenannten Eigenschaft bietet es die Möglichkeit zu beurteilen, ob es während der Passage der Elemente durch die Maschine zu einem Verklemmen zwischen Schaufeln und Bodeneinbau bzw. Seitenwänden gekommen ist. Dies kann Hinweise auf eine mögliche Gefährdung für die Wasserdruckmaschine liefern. Originalmaterial wie Äste oder Plastiktüten wurden aufgrund der Größe der Versuchsanlage und einer damit einhergehenden erhöhten Gefährdung im Falle eines Verklemmens von Material in der Maschine sowohl für diese selbst als auch für die umgebende Infrastruktur wie z.B. Auflager oder Messeinrichtungen nicht verwendet.

Es zeigte sich, dass für die diagonal montierten Schaufeln in der Regel keine unmittelbare Passage des Treibgutes durch die Wasserdruckmaschine erfolgte. Stattdessen wurde das Material aufgrund der sich im Oberwasser der Maschine ausbildenden kreisförmigen Strömung wiederholt auf der einen Seite in die Schaufelzwischenräume eingesogen und auf der gegenüberliegenden Seite wieder herausbefördert. Hierdurch kam das Treibgut in wiederholten Kontakt mit den Schaufeln und hatte hierdurch ein erhöhtes Risiko zwischen Schaufelenden und Rinnenwandungen eingeklemmt zu werden. Die Versuchsauswertung zeigte in einigen Fällen, dass das weiche Material tatsächlich zwischen Schaufelende und Bodensegment eingeklemmt und beschädigt wurde. Übertragen auf einen Einsatz der Wasserdruckmaschine an einem Wasserkraftstandort bedeutet dies, dass eine Schädigung oder Verstopfung der Wasserdruckmaschine aufgrund von mittlerem bis größerem Treibgut nicht ausgeschlossen werden kann.

Gleiches gilt ebenfalls für Sediment, welches allerdings in Abhängigkeit seiner Größe zu betrachten ist. Für Geschiebe mit kleinerem Durchmesser (Sand, Feinkies) ist durch das Belassen eines definierten Spaltes zwischen Schaufeln und Wandung sowie dem Anbringen einer flexiblen Gummidichtung eine schadlose Passage möglich. Das Anbringen solcher Dichtungen hat, wie in Kapitel 5.3.2 gezeigt, zusätzlich den positiven Effekt, dass ein besserer Abschluss der Spalten erreicht und somit

Wirkungsgradverluste aufgrund von Spaltdurchflüssen erheblich reduziert werden. Für Geschiebe mit größerem Durchmesser ist eine Schädigung in Form von Verklemmen oder Verbiegen der Schaufeln mit Auswirkungen auf die Auflager nicht auszuschließen.

Abhilfe kann durch die Installation eines Rechens erfolgen, dessen Dimensionierung sich an der Sedimentgröße orientiert, welcher gerade noch schadlos die Wasserdruckmaschine passieren könnte. Zusätzlicher Nutzen des Rechens sind das Abhalten von Treibgut, welches ab einer gewissen Größe zu einem Verklemmen oder Verstopfen der Anlage führen kann sowie der Schutz der Maschine vor treibenden Eisplatten.

6.7. Gesamtbeurteilung der Durchgängigkeit

Für die durchgängige Gestaltung von Standorten mit einer installierten Wasserdruckmaschine ist stets ein Fischaufstieg erforderlich, welcher nach dem Stand der Technik auszulegen ist (u.a. DWA, 2012). Zur Beurteilung der stromabgerichteten Passage durch die Wasserdruckmaschine wurde sowohl der Einfluss der Wasserdruckmaschine auf das Verhalten der Fische als auch das zu erwartende Schädigungsrisiko betrachtet.

Im Rahmen der Untersuchungen in den Versuchsrinnen zeigte sich sowohl für die Wasserdruckmaschine als auch für die Wasserdruckräder, dass von den Maschinen keinerlei Scheuwirkung auf die Fische ausging. Weder Schlaggeräusche durch die Schaufeln, noch Turbulenzen oder Wellen hatten Einfluss auf das Verhalten der Fische. Nach mehr oder wenig langer Zeit erreichten alle Fischindividuen den unmittelbaren Nahbereich der Wasserdruckenergiewandler. Da hierbei ein Kontakt mit dem Sicherheitsgitter zustande kam, ist zu erwarten, dass die Fische auch mit den rotierenden Schaufelblättern in Kontakt gekommen wären. Ob nach diesem Kontakt eine Flucht der Fische in Richtung Oberstrom möglich ist, konnte im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen nicht eindeutig beantwortet werden, da dies auch in Abhängigkeit von der fischspezifischen Annäherungsweise an die Wasserdruckmaschine (aktives Anschwimmen oder rückwärts Verdriften) steht. Mit Hilfe von Fisch-Dummies wurde in Laboruntersuchungen eine erste Abschätzung des Schädigungspotentials der Wasserdruckmaschine vorgenommen.

Eine abschließende Aussage zum Schädigungspotential der Wasserdruckmaschine kann allerdings auf Basis der Laboruntersuchungen nicht getroffen werden. Dies ist nur mittels Untersuchungen möglich, in deren Rahmen Fische tatsächlich durch die Maschine schwimmen. Zudem ist zu beachten, dass das Schädigungsrisiko neben den Anlagenparametern auch von den spezifischen Eigenschaften der an einem Gewässerstandort vorhandenen Fischarten abhängt. Eine besondere Rolle kommt hierbei dem Aal zu, welcher aufgrund seines langen Körpers sowohl beim Einschwimmen als auch während der Passage ein stark erhöhtes Risiko aufweist durch rotierende Schaufeln unter Umständen mehrfach getroffen und dabei verletzt zu werden. Im Rahmen der bislang durchgeführten Felduntersuchungen an der Wasserdruckmaschine in Bulgarien wurde festgestellt, dass sich das Schädigungsrisiko mit Zunahme der Länge des Fischkörpers erhöht. Die bestimmten Schädigungsraten lagen bei 10 und 19 % (Uzunova und Kisliakov, 2014). Wegen des bislang geringen Untersuchungsumfangs an dem Prototyp der Wasserdruckmaschine ist noch nicht abschließend geklärt, welche Verletzungs- und Mortalitätsraten tatsächlich auftreten. Es ist jedoch auf Grundlage der bisherigen Beobachtungen nicht davon auszugehen, dass die Wasserdruckmaschine eine gegenüber den Wasserrädern niedrigere Schädigungsrate aufweist. Entsprechend der Untersuchungen von Holzner und Tombek (2008) an unterschlächtigen Wasserrädern muss mit vergleichbaren mittleren Schädigungsraten von 25 % gerechnet werden.

Aus Sicherheitsgründen ist daher als mechanische Barriere ein Rechen vorzusehen. Dessen Ziel sollte sein, insbesondere größere Fische, für welche ein erhöhtes Schädigungsrisiko vorliegt, von dem Einschwimmen in den Nahbereich der Maschine abzuhalten. Für die Ausgestaltung der dem Stand der Technik entsprechenden Schutzeinrichtungen wird an dieser Stelle auf die einschlägige Fachliteratur

(u.a. DWA, 2005) verwiesen. Für die im Gewässer wandernden Fische ist zudem eine auffindbare alternative Abstiegsmöglichkeit vorzusehen.

Die Anordnung eines Rechens ist auch in Hinblick auf den Schutz der Wasserdruckmaschine vor größerem Treibgut in Form von größeren Ästen sowie Sediment in Gestalt von Grobkies oder Steinen sinnvoll, wenngleich hierfür deutlich größere lichte Rechenstababstände von über 20 - 50 mm ausreichend wären. Der erforderliche Rechenabstand orientiert sich somit neben den an einem Standort anzutreffenden Fischarten, für welche ein Einschwimmen in die Wasserdruckmaschine verhindert werden soll, ebenfalls an den gewählten Abständen zwischen Schaufelenden und Einbauten. Kleineres Treibgut wie Laub oder auch suspendiertes Material sowie Sand und Feinkies können die Wasserdruckmaschine allerdings problemlos passieren.

In Bezug auf eine mögliche Verlandung des gestauten Gewässerbereichs gilt es zu beachten, dass es sich aufgrund der geringen Fallhöhen ausschließlich um kleinere Stauhaltungen handelt. Eine Erhöhung des Risikos der Verlandung kann bei Einbau der Wasserdruckmaschine in bereits bestehende Stauhaltungen minimiert werden, indem durch die Neuinstallation die Lage des Oberwasserspiegels im Gewässer nicht erhöht und der Staubereich nicht vergrößert wird.

7. Zusammenfassung, Bewertung und Ausblick

7.1. Zusammenfassung

Ziel der vorliegenden Arbeit war es, basierend auf einer theoretischen Betrachtung der Wasserdruckmaschine, durchgeführten Modellversuchen zur Optimierung der hydraulischen Maschineneigenschaften, ökologischen Betrachtungen zur Durchgängigkeit der Maschine sowie Fischverhaltensbeobachtungen auf der Grundlage ethohydraulischer Ansätze und ersten Messergebnissen von im Naturmaßstab installierten Anlagen in Fließgewässern, eine Aussage zu treffen, ob die Wasserdruckmaschine eine Technologie darstellt, welche es ermöglicht, Wasserkraftstandorte mit Fallhöhen von weniger als 2,5 m ökonomisch sinnvoll und ökologisch vertretbar zu nutzen.

Hierzu wurde in einem ersten Schritt ein historischer Überblick über die Entwicklung und die aktuelle Situation der Kleinwasserkraft gegeben. Die Potentiale der kleinen Wasserkraft mit Schwerpunkt eines möglichen Einsatzes in Deutschland wurden vorgestellt und die Anforderungen an die Erschließung von Standorten zur Nutzung der kleinen Wasserkraft erläutert. Neben der hydraulisch optimalen und damit ökonomischsten Auslegung der Anlage sind insbesondere die Parameter Durchgängigkeit, Fischschutz und Mindestwasser von zentraler Bedeutung. Der Betrieb einer Wasserkraftanlage steht hierbei stets in einem Zielkonflikt zwischen der Nutzung der Wasserkraft als erneuerbare Energiequelle sowie den Anforderungen aus dem Bereich des Gewässerschutzes.

Da für die Erschließung von Wasserkraftstandorten mit niedrigen Fallhöhen verschiedene Energiewandler zum Einsatz kommen können, wurde ein Überblick über konventionelle Technologien (Wasserräder und Turbinen) sowie aktuelle Entwicklungen aus dem Bereich der Wissenschaft sowie Praxis gegeben. Diese wurden sowohl hinsichtlich ihrer hydraulischen Eignung als auch in Bezug auf ihre gewässerökologischen Eigenschaften betrachtet. Es musste festgestellt werden, dass insbesondere für den Aspekt der ökologischen Verträglichkeit für einige der vorgestellten Energiewandler nur wenig belastbare Daten vorlagen.

Da die im Fokus dieser Arbeit stehende Wasserdruckmaschine von ihrem Aufbau, ihrer Funktionsweise sowie ihrem Einsatzbereich am ehesten den mittel- bzw. unterschlächtigen Wasserrädern mit Kropfeinbauten zuzuordnen ist, wurde eine Abgrenzung zwischen Turbinen und Wasserrädern vorgenommen und die Wirkungsweise von Wasserrädern vertieft beschrieben. Ein Schwerpunkt der Arbeit wurde hierbei auf die ausführliche Darstellung der an Wasserrädern auftretenden Verluste gelegt. Hierdurch wurde das bestehende und in der Literatur verfügbare Wissen zu der alten Technologie „Wasserrad“ neu aufgegriffen und stand für die Übertragung auf die theoretische Beschreibung der an Wasserdruckmaschinen auftretenden Verluste zur Verfügung.

Das Wirkungsprinzip der Wasserdruckmaschine beruht auf der Nutzung des Unterschieds der hydrostatischen Wasserdrücke auf der Ober- und Unterwasserseite des Energiewandlers. Hierdurch wird die Maschine in Bewegung versetzt, um Energie umzuwandeln. Das u.a. in Senior et al. (2010) vereinfacht theoretisch beschriebene Wirkungsprinzip der Maschine konnte in der vorliegenden Arbeit um eine Theorie zur Abbildung der an Wasserdruckmaschinen auftretenden Verluste erweitert werden. Hierzu wurde auf die verfügbaren Beschreibungen der Verluste an Wasserrädern zurückgegriffen. Auf Grundlage der Ergebnisse der physikalischen Modellversuche in der Laborrinne konnten die modellspezifischen Beiwerte zur Beschreibung der Verluste aus dem Schaufelwiderstand (c_D -Werte) bestimmt und die um Verlustansätze erweiterte Theorie verifiziert werden. Eine gute Übereinstimmung wurde gezeigt. Die entwickelte Theorie fand weiterhin Anwendung bei der Analyse der auftretenden Verluste, so dass die Bedeutung der einzelnen Verlustanteile am Gesamtverlust erläutert und bewertet werden konnte.

Die untersuchte Wasserdruckmaschine stellt einen für den Einsatz im Fallhöhenbereich zwischen 0,5 und 2,5 m geeigneten Energiewandler dar. Kleinmaßstäbliche Versuche, deren Durchführung in einer

Versuchsrinne der Universität Southampton stattgefunden hatte, zeigten ein großes Potential hinsichtlich der zu erreichenden mechanischen Wirkungsgrade. Ebenfalls deuteten erste Analysen der Maschinenparameter auf positive Eigenschaften bezüglich der Einflüsse auf das Ökosystem Fließgewässer sowie die aquatische Fauna hin.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde die Wasserdruckmaschine erstmalig in einem halbtechnischen Maßstab im Labor untersucht und weiterentwickelt. Die Untersuchungen fanden im Rahmen des Europäischen Forschungsprojektes „Development of hydropower converters for very low head differences – Hylow“ in einer Laborrinne des wasserbaulichen Forschungslabors der Technischen Universität Darmstadt statt. Der Durchmesser der Maschine betrug hierbei 1.200 mm. Der Fokus der Untersuchungen lag sowohl auf der hydraulischen Optimierung der Maschineneigenschaften als auch auf der Analyse ihrer ökologischen Verträglichkeit für den potentiellen Einbau in einem Fließgewässer.

Mittels hydraulischer Untersuchungen wurde der Einfluss verschiedener Randbedingungen und Maschinenparameter analysiert. Hierzu wurden Versuche mit drei verschiedenen Schaufelformen, vier verschiedenen Spaltweiten zwischen Schaufelenden und Bodeneinbauten, drei unterschiedlichen Verhältnissen von Rinnen- zu Radbreite sowie verschiedenen Seiten- und Bodeneinbauten im unmittelbaren Unterwasserbereich der Wasserdruckmaschine durchgeführt. Für alle Konstellationen wurden die Auswirkungen variierender Ober- und Unterwasserstände sowie Durchflüsse betrachtet.

Auf Basis der durchgeführten Versuche konnte der Einfluss verschiedener Parameter auf das Maschinenverhalten sowie Wirkungszusammenhänge gezeigt und eine aus hydraulischer Sicht optimierte Wasserdruckmaschinengeometrie identifiziert werden. Diese ist charakterisiert durch diagonal angeordnete Schaufeln, welche gegenüber der Gerinnebreite eine Breite im Verhältnis von 1:2 aufwiesen. Durch diese Konfiguration konnten Verluste im Bereich des Ein- und Austauchens der Schaufeln sowie durch Widerstände bei der Schaufelbewegung durch das Wasser minimiert werden. Es zeigte sich, dass an den Schaufelkanten Gummidichtungen angebracht werden sollten, um Spaltverluste auf ein Minimalmaß zu reduzieren. Die Maschine sollte insgesamt entsprechend des Entwurfsdurchflusses ausreichend groß dimensioniert werden, um die Drehzahl und damit die Verluste möglichst gering zu halten. Ebenfalls gilt zu beachten, dass die Wasserdruckmaschine an potentiellen Standorten so eingebaut wird, dass zum einen die Unterwasserstände möglichst dicht an der Nabenunterkante anstehen und zum anderen durch Steuerung der Maschinendrehzahl der Oberwasserstand möglichst auf Nabenoberkante eingestellt wird.

Im Rahmen der Laborversuche wurden durch die vorgenommene Optimierung der Maschinengeometrie sowie die Anpassung von Randbedingungen mechanische Wirkungsgrade von bis zu 70 % erreicht. Die Wasserdruckmaschine wies dabei vor allem im Teillastbereich sehr gute hydraulische Eigenschaften auf. Im Rahmen der durchgeführten Versuche traten aufgrund partiell fehlender Gummiabdichtungen an den Schaufelenden sowie konstruktionsbedingter Restriktionen erhöhte Spaltverluste auf, welche vor allem im niedrigen Durchflussbereich dominierten. Unter Annahme reduzierter Spaltverluste, welche durch eine optimale Ausführung der Wasserdruckmaschine erreicht werden können, ist ein maximaler Wirkungsgrad von bis zu 80 % zu erwarten.

Den Laboruntersuchungen wurden erste hydraulische Beobachtungen von Anlagen im Naturmaßstab gegenübergestellt. Ergebnisse lieferten zwei Prototypen der Wasserdruckmaschine, welche im Bulgarien und im Spessart installiert wurden. Die Normierung aller Messergebnisse auf einen idealisierten Durchfluss zeigte, dass die Laboruntersuchungen zu den höchsten Wirkungsgraden führten. Da verschiedene geometrische Abmessungen der Wasserdruckmaschine sowie der umgebenden Strukturen vorlagen, ist davon auszugehen, dass diese Gestaltung zu den Unterschieden beitrug. Eine einheitliche Ausführung der drei Wasserdruckmaschinen sowie der wasserbaulichen Anlagen war aufgrund des in Teilen parallelen Ablaufs der Planungen sowie Untersuchungen nicht möglich. Es wird vermutet, dass die Wasserdruckmaschine in der Versuchsrinne die idealsten geometrischen Randbedingungen aufwies und es somit zu den geringsten Verlusten kam.

Die Abschätzung der Wirtschaftlichkeit der Wasserdruckmaschine wurde basierend auf der im Spessart installierten Anlage vorgenommen. Es konnte jedoch aufgrund spezifischer Standortgegebenheiten keine allgemeingültige Aussage zu den Investitions- und Unterhaltungskosten getroffen werden. Für weitere Anlagenneubauten sowie Anlagen in einem etwas höheren Leistungsbereich werden aufgrund von Lern- sowie Skaleneffekten Kosteneinsparpotentiale im Bereich der Investitionen für die maschinenbautechnischen Anlagenteile erwartet. Auf Grundlage einer ersten Wirtschaftlichkeitsabschätzung wurde die Wasserdruckmaschine als ein Energiewandler eingestuft, welcher auch im kleineren Leistungsbereich sinnvoll und wirtschaftlich an einem Wasserkraftstandort eingebaut werden kann. Hierbei sollte jedoch die installierte Leistung einen Wert von 5 bis 6 kW nicht unterschreiten.

Hinsichtlich der Auswirkungen der Wasserdruckmaschine auf die Ökologie des Fließgewässers galt es das mögliche Schädigungspotential für Fische, die Durchgängigkeit von Sediment sowie die Anforderung eines Schutzes der Maschine gegenüber Sediment und Treibgut zu bestimmen. Zur Betrachtung des Einflusses der Maschine auf das Verhalten von Fischen wurden Beobachtungen auf der Basis ethohydraulischer Ansätze in der Laborrinne der Technischen Universität Darmstadt durchgeführt. Hierbei zeigte sich, dass von der Maschine keinerlei Scheuwirkung auf die Fische ausging. Mittels Fisch-Dummies wurde eine erste Abschätzung des Schädigungspotentials vorgenommen, welche auf ein erhöhtes Schädigungsrisiko im Eintauchbereich der Schaufeln in den gekrümmten Bodeneinbau hinwies.

Im Rahmen der bislang durchgeführten Felduntersuchungen an der Wasserdruckmaschine in Bulgarien, bei welchen die Fische tatsächlich in die Maschine einschwammen, wurde festgestellt, dass sich das Schädigungsrisiko mit Zunahme der Länge des Fischkörpers erhöhte. Die bestimmten Schädigungsraten lagen in Abhängigkeit der Versuchsreihe bei 10 bzw. 19 % (vgl. Uzunova und Kisliakov, 2014).

Auf Grundlage der vorliegenden Fischbeobachtungen in der Laborrinne und der Untersuchungen an dem Prototyp der Wasserdruckmaschine in Bulgarien konnte keine abschließende Aussage zum Schädigungspotential der Wasserdruckmaschine getroffen werden. Da eine Schädigung der Fischfauna nicht auszuschließen ist, wird die Errichtung von dem Stand der Technik entsprechenden Schutzeinrichtungen empfohlen. Hierbei erscheint ein Rechen als mechanische Barriere vorteilhaft, da dieser insbesondere größeren Fische, für welche ein erhöhtes Schädigungsrisiko vorliegt, davon abhält, in den Nahbereich der Maschine einzuschwimmen.

Die Installation eines Rechens wurde ebenfalls in Hinblick auf den Schutz der Wasserdruckmaschine vor größerem Treibgut in Form von größeren Ästen sowie Grobkies oder Steinen als sinnvoll erachtet. Hierfür wären allerdings Rechenstababstände von über 20 – 50 mm ausreichend. Die ideale Dimensionierung würde sich an den gewählten Abständen zwischen Schaufelenden und Einbauten orientieren. Kleineres Treibgut sowie suspendiertes Material wie Sand und Feinkies können die Wasserdruckmaschine somit problemlos passieren.

Hinsichtlich einer möglichen Verlandung des gestauten Gewässerbereichs gilt es zu beachten, dass bei einem bereits bestehenden Aufstau an einem Querbauwerk die Lage des Oberwasserspiegels nicht erhöht und somit der Staubereich nicht vergrößert wird. Die Einstauhöhe kann hierbei durch die Einbauhöhenlage der Wasserdruckmaschine und durch die Regelung der Drehzahl beeinflusst werden.

7.2. Bewertung

Für eine abschließende Bewertung der Einsatzmöglichkeit der Wasserdruckmaschine an Standorten mit niedrigen Fallhöhen ist es erforderlich, alle ökologischen und ökonomischen Anforderungen sowie die hydraulischen Eigenschaften der Maschine integriert zu betrachten.

Die Ergebnisse der Modellversuche im halbtechnischen Maßstab zeigten, dass die optimierte Wasserdruckmaschine unter Beachtung verschiedener Rand- und Betriebsbedingungen insbesondere im

Teillastbereich gute bis sehr gute mechanische Wirkungsgrade erreichte. Eine vergleichbare Tendenz wiesen auch die ersten beiden Prototypen der Wasserdruckmaschine auf, welche im Feldversuch installiert waren. Dies bedeutet, dass die Maschine im niedrigen Drehzahlbereich die geringsten Gesamtverluste hatte und somit bevorzugt in diesem Arbeitsbereich betrieben werden sollte. Dies kann ebenfalls als positive Eigenschaft der Maschine hinsichtlich des Fischschutzes gewertet werden.

Aufbauend auf den Analysen der Versuchsergebnisse sowie der Anwendung der um Verlustansätze erweiterten Theorie wurde deutlich, dass die Gesamtverluste neben der Drehzahl maßgeblich von den Spaltverlusten, der Schaufelform, dem Verhältnis von Maschinen- zu Gerinnebreite sowie der relativen Lage des Unterwasserspiegels abhingen. Hierbei kommt insbesondere der Gestaltung der Spalten auch aus ökologischer Sicht große Bedeutung zu. Zur Optimierung der hydraulischen Eigenschaften der Wasserdruckmaschine wurde das Anbringen von Gummidichtungen an den Schaufelenden als wichtiger Einflussfaktor identifiziert. Durch eine verbesserte Abdichtung zwischen Schaufelkante und Gerinneeinbauten können die Spaltverluste signifikant reduziert und die Wirkungsgrade insbesondere im niedrigen Durchflussbereich erhöht werden.

Ein weiterer Vorteil des Anbringens von Gummidichtungen besteht in der Möglichkeit, die festen Schaufeln etwas kürzer auszuführen und einen definierten verbleibenden Spalt nur mittels der Gummidichtung zu schließen. Auf eine ausreichende Steifheit des Materials muss dabei geachtet werden. Hierdurch ist es möglich, den Rechenstababstand so zu wählen, dass Sediment und Treibgut bis zu einer dem Spalt entsprechenden Größe den Rechen und damit auch die Wasserdruckmaschine passieren können, ohne dass eine Schädigung der Maschine zu erwarten ist. Dabei resultieren aus einer Vergrößerung des zu wählenden Rechenstababstands eine Reduzierung des Treibgut-anfalls sowie eine Verringerung der hydraulischen Verluste.

Im Rahmen der Beurteilung der ökologischen Verträglichkeit einer Wasserkraftanlage kommt dem Fischschutz eine zentrale Bedeutung zu. Während der Fischverhaltensbeobachtungen in der Laborrinne zeigte sich, dass die optimierte Auslegung der Maschine gegenüber vorherigen Konfigurationen zu keinem veränderten Anschwimmverhalten der Fische führte. Alle Fischindividuen erreichten das Sicherheitsgitter vor der Maschine und wären somit auch in Kontakt mit den rotierenden Schaufeln gekommen. Auf Grundlage der Ergebnisse der Untersuchungen an Fisch-Dummies in der Laborrinne sowie der Feldversuche in Bulgarien ist für die Wasserdruckmaschine von einem Schädigungspotential vergleichbar zu Wasserrädern auszugehen. Entsprechend ist die Installation einer Schutzeinrichtung anzuraten. Sollte hierfür auf einen Rechen zurückgegriffen werden, so führt dieser zu unvermeidlichen Verlusten im Zustrom zur Anlage, welche jedoch durch eine geeignete Rechenreinigungseinrichtung minimiert werden können.

Zusammenfassend kann die Wasserdruckmaschine aus hydraulischer Sicht als ein geeigneter Energiewandler für den Einsatz an Kleinwasserkraftstandorten mit niedrigen Fallhöhen eingestuft werden. Aufgrund der guten Wirkungsgrade im Teillastbereich und unter Annahme einer angepassten Steuerung der Anlage, scheint ein ökonomisch vorteilhafter Einsatz möglich. Durch die Installation geeigneter Schutzeinrichtungen kann die Wasserdruckmaschine an die Anforderungen des entsprechenden Wasserkraftstandorts angepasst werden, so dass der Einsatz auch aus ökologischer Sicht als vertretbar einzustufen ist.

7.3. Ausblick

Eine umfangreiche Analyse und Optimierung der Wasserdruckmaschine konnte in der vorliegenden Arbeit erfolgreich durchgeführt werden. Hierbei wurde sowohl auf die hydraulischen als auch auf die ökologischen Anforderungen an Kleinwasserkraftstandorten mit niedrigen Fallhöhen eingegangen. Es konnte gezeigt werden, dass die Wasserdruckmaschine aus hydraulischen Gesichtspunkten als ein geeigneter Energiewandler für diesen Einsatzzweck anzusehen ist, wenngleich einige Aspekte noch

vertieft zu betrachten sind. Hinsichtlich der ökologischen Fragestellungen konnten Empfehlungen ausgesprochen werden, allerdings sind zum Formulieren einer abschließenden Aussage in Bezug auf das mögliche Schädigungspotential der Maschine für Fische weitere Felduntersuchungen erforderlich. Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit gewonnen Erkenntnisse stehen somit sowohl für zukünftige Weiterentwicklungen als auch für einen hierauf aufbauenden Einsatz der Wasserdruckmaschine in der Praxis zur Verfügung.

Die bislang entwickelte geometrische Gestaltung und Einbausituation der Wasserdruckmaschine kann als geeignet für den Einsatz an Kleinwasserkraftstandorten bezeichnet werden. Jedoch gibt es hinsichtlich der geometrischen Ausführung einige Aspekte, die es noch vertieft zu betrachten gilt. Neben den bislang untersuchten Schaufelformen sollten weitere Eintauchwinkel sowie Schaufeln aus flexiblem Material bzw. beweglich ausgeführte Schaufeln betrachtet werden. Erste Untersuchungen hierzu wurden bereits in Linton (2009) und Schwyzer (2011) durchgeführt, lieferten jedoch noch keine zufriedenstellenden Ergebnisse hinsichtlich eines Einsatzes im größeren Maßstab. Weitere kleinskalige Versuche sollten bezüglich der geometrischen Schaufelgestaltung sowie Materialwahl erfolgen. Im Rahmen dieser Variantenstudie sollte allerdings stets die Einfachheit der Konstruktion beibehalten werden, um die Wirtschaftlichkeit der Wasserdruckmaschine nicht zu gefährden.

Ergänzend ist auch eine Veränderung der Schaufelanzahl zu empfehlen, da bislang lediglich Maschinen mit 10 oder 12 Schaufeln untersucht wurden. Die Ergebnisse dieser Betrachtungen konnten aufgrund weiterer gleichzeitiger Änderungen in den geometrischen Parametern der Maschine nicht gegenübergestellt werden, so dass bislang keine Aussage hinsichtlich der idealen Schaufelanzahl vorliegt. Basierend auf den Beobachtungen in der Laborrinne und der Gegenüberstellung der Messergebnisse aus Labor- und Naturuntersuchungen ist zu vermuten, dass neben dem aus dem Verhältnis von Maschinen- zu Gerinnebreite resultierenden Einfluss auf den Wirkungsgrad ebenfalls das Verhältnis von Schaufelbreite zu -länge Auswirkungen auf das Verhalten der Wasserdruckmaschine ausweist. Dieser Einfluss sollte durch Versuche, bei welchen ausschließlich dieses geometrische Verhältnis variiert wird, quantifiziert werden.

Da die Ergebnisse der Laboruntersuchungen und die Erkenntnisse der ersten Versuchsreihen an den Prototypen der Wasserdruckmaschine unterschiedliche Aussagen hinsichtlich des Einflusses des Oberwasserstandes bezogen auf die Nabenoberkante liefern, sollte dieser Aspekt in weiteren Versuchen vertieft betrachtet werden. Des Weiteren sollte analysiert werden, inwieweit auch die Gestaltung der Zulaufsituation Einfluss auf das Verhalten bei variiertem Oberwasserstand aufweist. Empfehlenswert wäre hierbei die Durchführung kleinmaßstäblicher Versuche mit variierten Einlauf- und Oberwasserstandkonfigurationen, um hierdurch den genauen Einfluss der beiden Variablen zu quantifizieren.

Weiterhin ist zu überlegen, ob eine segmentartige Strukturierung der Wasserdruckmaschine zu einer besseren Anpassung der Maschine an schwankende verfügbare Durchflüsse hätte. In Abhängigkeit des verfügbaren Abflusses wäre es somit möglich, nur einen Teil der Maschine zu beaufschlagen und stets den besten Drehzahlbereich für optimale Wirkungsgrade einzustellen. Hinsichtlich der Segmentierung der Maschine wäre eine Weiterentwicklung der hydraulischen Gestaltung erforderlich.

Die Betrachtung der Maschinen- sowie Regelungstechnik war nicht Bestandteil der vorliegenden Arbeit. Da die Wasserdruckmaschine sehr niedrige Drehzahlen ausweist, ist jedoch ein hohes Übersetzungsverhältnis zwischen Maschine und Generator erforderlich. Eine Erhöhung der Drehzahl der Wasserdruckmaschine ist aufgrund des hiermit verbundenen Anstiegs hydraulischer Verluste nicht anzustreben. Lösungsmöglichkeiten für den Betrieb mit niedrigen Drehzahlen wären der Einbau eines Getriebes bzw. die Verwendung getriebeloser Generatoren, wie sie z.B. in modernen Windkraftanlagen zum Einsatz kommen. Da sich die betrachtete Wasserdruckmaschine in einem gegenüber Windkraftanlagen deutlich niedrigeren Leistungsbereich bewegt, scheint die Entwicklung geeigneter bzw. die Anpassung vorhandener Lastabnahmesysteme erforderlich. Weiterhin ist zur Regelung der Drehzahl eine automatisierte Steuerung notwendig, um die Maschine stets mit einem optimal eingestellten

Oberwasserstand betreiben zu können. Bei Anpassung und Optimierung der Maschinen- und Regelungstechnik ist stets zu beachten, dass die Kosten für Generator, Getriebe und Regelungseinrichtungen einen signifikanten Anteil an den Gesamtkosten der Anlage beitragen werden.

Neben den weiteren hydraulischen und maschinentechnischen Erfordernissen sind für die abschließende Bewertung des Schädigungspotentials von Fischen durch die Wasserdruckmaschine zusätzliche Feldversuche erforderlich. Hierbei sollte ebenfalls analysiert werden, ob es durch die Wasserdruckmaschine zu einer indirekten Schädigung der aquatischen Fauna in Form einer Verzögerung der Auf- und Abwärtswanderung durch das Querbauwerk kommen kann. Ein weiterer Fokus könnte auf der Betrachtung der Einschwimmsituation der Fische in die Wasserdruckmaschine liegen, um auf Grundlage dieser Analyse eine geometrisch verbesserte Gestaltungen mit einem reduzierten Schädigungsrisiko vorzuschlagen.

Zusätzlich zu weiteren Untersuchungen hinsichtlich hydraulischer und ökologischer Aspekte sollte eine vertiefte Untersuchung der Wirtschaftlichkeit der Anlage erfolgen. Die Betrachtung dieses Gesichtspunktes war kein zentraler Bestandteil der vorliegenden Arbeit, stellt aber einen wichtigen Aspekt für mögliche Investoren dar. Da die Kosten insbesondere für die erforderlichen baulichen Maßnahmen stark von den spezifischen Standortgegebenheiten abhängen, konnte basierend auf der Anlage am Standort im Spessart keine abschließende Aussage hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit der Installation einer Wasserdruckmaschine getroffen werden. Da die Amortisationszeit der Anlage von der Einspeisungsvergütung, dem verfügbaren Durchfluss sowie dem Anlagenwirkungsgrad abhängt, sollten die genannten Kenngrößen exemplarisch für mehrere Standorte ermittelt werden, um somit eine allgemeingültigere Aussage bezüglich der Rentabilität der Wasserdruckmaschine treffen zu können.

Abschließend bleibt festzuhalten, dass der in dieser Arbeit verwendete Ansatz einer kombinierten Betrachtung der Aspekte Hydraulik, Ökologie und Ökonomie unter Berücksichtigung der jeweiligen regulatorischen Vorgaben auch in zukünftigen Arbeiten beibehalten werden sollte, um eine einseitige Optimierung zu vermeiden.

Quellenverzeichnis

Literatur:

- Adam, B. und Engler, O. (2011): Endbericht WP 2: converter technology and development, fish behaviour, im Auftrag des Instituts für Wasserbau und Wasserwirtschaft der Technischen Universität Darmstadt, nicht veröffentlicht.
- Adam, B. und Lehmann, B. (2011): *Ethohydraulik – Grundlagen, Methoden und Erkenntnisse*, Springer Verlag.
- Adam, B., Schwevers, U. und Dumont, U. (1999): *Beträge zum Schutz abwandernder Fische – Verhaltensbeobachtungen in einem Modellgerinne*, Verlag Natur und Wissenschaft, Bibliothek Natur und Wissenschaft 16.
- Anderer, P., Dumont, U., Massmann, E. und Keuneke, R. (2012): Wasserkraftnutzung in Deutschland: Wasserrechtliche Aspekte, ökologisches Modernisierungspotenzial und Fördermöglichkeiten, im Auftrag des Umweltbundesamtes, 22/2012.
- Andreev, I., Andreev, V. und Bojinowa, S. (2012): Umbau einer vorhandenen Schwelle am Fluss Iskar in Bulgarien in Gabionenbauweise zum Einbau eines neuartigen Energiekonverters, *Korrespondenz Wasserwirtschaft*, 5. Jahrgang, Nr 11.
- Andritz Atro (2013): Wasserkraftschnecken, www.andritz.com, Zugriff: 06.01.2013.
- Bach, C. V. (1873): Das Sagebien - Rad. Separatabdruck aus der Zeitschrift des VDI, Band 17, S. 201 ff.
- Bach, C. (1886a): *Die Wasserräder*, Verlag von Konrad Wittwer, Stuttgart.
- Bach, C. (1886b): *Die Wasserräder*, Atlas, Verlag von Konrad Wittwer, Stuttgart.
- BEE (Bundesverband Erneuerbarer Energien) (2011): Wasserkraft – Erneuerbare Energie mit Tradition, www.bee-ev.de, Zugriff: 03.08.2011.
- Belidor, B. F. de (1764): Architectura Hydraulica oder Die Kunst, das Gewässer zu denen verschiedentlichen Nothwendigkeiten des menschlichen Lebens zu leiten, in die Höhe zu bringen, und vorteilhaftig anzuwenden, Augsburg.
- Beyrich, F. von (1905): *Berechnung und Ausführung der Wasserräder, Elementare Einführung in die Theorie der Wasserräder mit erläuternden Rechnungsbeispielen*, Technische Lehrhefte, Maschinenbau, Heft 8, 2. Auflage, J.M. Gebhardt Verlag Leipzig.
- BFE (Bundesamt für Energiewirtschaft) (Hrsg.) (1996): Kleinwasserkraftwerke und Gewässerökologie, Situationsanalyse, unter Mitarbeit des Bundesamtes für Wasserwirtschaft und des Bundesamtes für Umwelt, Wald und Landschaft, Bern.
- BMWi (Bundesministerium für Wirtschaft und Energie) (2014): Energiedaten: Gesamtausgabe, Stand: Juli 2014, www.bmwi.de/DE/Themen/Energie/Energiedaten-und-analysen/Energiedaten/gesamt-ausgabe,did=476134.html, Zugriff: 30.08.2014.
- Bollrich, G. (2007): *Technische Hydromechanik*, Band 1, Grundlagen, 6., durchgesehene und korrigierte Auflage, HUSS-MEDIEN GmbH

-
- Bozhinova, S., Petkova, S., Kisliakov, D. und Andreev, I. (2012): Forschungskraftwerk mit einer Wasserdruckmaschine am Fluss Iskar (Bulgarien) im Rahmen des EU-Projektes HYLOW, Tagungsband, Wasserbausymposium 2012, Wasser – Energie, Global denken – lokal handeln, 12. – 15. September 2012, Graz, Österreich.
- Brada, K. (1999): Wasserkraftschnecke ermöglicht Stromerzeugung über Kleinkraftwerke, *Maschinenmarkt*, 14, S. 52 – 56.
- Brinnich, A. (2001): Wasserkraft-Staudruckmaschine – Neues, konkurrenzlos wirtschaftliches Wasserkraftkonzept, *Wasserwirtschaft*, 91, 2, S. 70 – 74.
- Brüdern, R. (2006): Wie man Wasserräder baut, Ein Beitrag zur Technikgeschichte, zur Berechnung und Konstruktion von Wasserrädern, Unidruck.
- Cada, G., Coutant, C. und Whitney, R. (1997): Development of Biological Criteria for the Design of Advanced Hydropower Turbines, DOE/ID-10578, im Auftrag des U.S. Department of Energy Idaho Operations Office.
- CORDIS (2013): Final report – Hylow (Hydropower converters for very low head differences), <http://cordis.europa.eu/library/home.html>, Zugriff: 15.08.2013.
- Delabar, G. (1867): Beschreibung des Zuppinger'schen Wasserrades, *Polytechnische Journal*, Band 185, Nr. LXX, S. 249 – 253 und Tafel IV, Fig. 1 und 2, <http://dingler.culture.hu-berlin.de/article/plain/pj185/ar185070>.
- Deutsche Umwelthilfe (Hrsg.) (2006): Lebendige Flüsse & Kleine Wasserkraft – Konflikt ohne Lösung?, www.duh.de/uploads/media/Kleine_Wasserkraft_klein.pdf, Zugriff: 02.07.2012.
- Dobrinski, P., Krakau, G. und Vogel, A. (2006): *Physik für Ingenieure*, 11., durchgesehene Auflage, B.G.Teubner Verlag.
- Dubois, R. B. und Gloss, S. P. (1993): Mortality of juvenile American shad and striped bass passed through Ossberger crossflow turbines at a smallscale hydroelectric site, *North American Journal of Fishery Management*, 13, S. 178-185.
- DVWK (Deutscher Verband für Wasserwirtschaft und Kulturbau e.V.) (1996): Fischaufstiegsanlagen – Bemessung, Gestaltung, Funktionskontrolle, Merkblätter zur Wasserwirtschaft 232/1996, Wirtschafts- und Verlagsgesellschaft Gas und Wasser mbH, Bonn.
- DWA (Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall e.V.) (2005): Fischschutz- und Fischabstiegsanlagen – Bemessung, Gestaltung, Funktionskontrolle, DWA-Themen, 2. korr. Auflage, Hennef.
- DWA (Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall e.V.) (2012): Fischaufstiegsanlagen und fischpassierbare Bauwerke – Gestaltung, Bemessung, Qualitätssicherung, DWA-Regelwerk, Merkblatt DWA-M 509, Entwurf.
- Ebel, G. (2008): Turbinenbedingte Schädigung des Aals (*Anguilla anguilla*), Schädigungsraten an europäischen Wasserkraftstandorten und Möglichkeiten der Prognose, Mitteilungen aus dem Büro für Gewässerökologie und Fischereibiologie, Band 3.

Ebel, G. (2013): Fischschutz und Fischabstieg an Wasserkraftanlagen, Handbuch Rechen- und Bypasssysteme – Ingenieurbiologische Grundlagen, Modellierung und Prognose, Bemessung und Gestaltung, Mitteilungen aus dem Büro für Gewässerökologie und Fischereibiologie, Band 4.

Ecogea (2013): Tests for evaluating damage to fish species migrating downstream during their transit through the VLH hydraulic turbine installed on the Tarn River in Millau. Report on tests run in May and June 2013, www.vlh-turbine.com/public/document/vlh_fish_test_en.pdf, Zugriff: 15.03.2016.

Eichenberger, P., Scherrer, Ivo, Chapallaz, J.-M., Wiget, M (2011): Evaluation von Ultra-Niederdruckkonzepten für Schweizer Flüsse - Innovationen, Eignungskriterien und Erfahrungsberichte, im Auftrag von Bundesamt für Energie BFE.

Engel, E. (1880): Die deutsche Industrie 1875 und 1861, Verl. d. Königl. Statistischen Bureaus, Berlin.

EPRI (Electric Power Research Institute) (2011): Fish Passage Through Turbines: Application of Conventional Hydropower Data to Hydrokinetic Technologies, Final Report 1024638.

ESHA (European Small Hydropower Association) (2004): Guide on how to develop a small hydropower plant, www.esha.be, Zugriff: 14.10.2010.

Fella (2011): DIVE-Turbine – Fella Maschinenbau GmbH, www.dive-turbine.de, Zugriff: 06.12.2011.

Fishtek Consulting (2007): Fish monitoring and live fish trails. Archimedes Screw Turbine, River Dart. Phase 1 Report: Live fish trails, smolts, leading edge assessment, disorientation study, outflow monitoring, Moretonhampstead (GB).

Fishtek Consulting (2008): Archimedes Screw Turbine Fisheries Assessment. Phase II: Eels and Kelts, Moretonhampstead (GB).

Floecksmühle (Ingenieurbüro Floecksmühle), Universität Stuttgart, Hydrotec, Fichtner (2010): Potentialermittlung für den Ausbau der Wasserkraftnutzung in Deutschland als Grundlage zur Ermittlung einer geeigneten Ausbaustrategie, Schlussbericht, im Auftrag des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit.

Fraser, R., Deschenes, C., O'Neil, C. und Leclerc, M. (2007): VLH: Development of a new turbine for very low head sites, Proc. Waterpower XV, Chattanooga/Tenn., Paper 157.

Gehardt, P. (1893): Über Aalleitern und Aalpässe, *Zeitschrift für Fischerei und deren Hilfswissenschaften*, Band 1, S. 194-199.

Gerhardt, P. (1904): *Fischwege und Fischteiche*, Die Arbeiten des Ingenieurs zum Nutzen der Fischerei, Verlag von Wilhelm Engelmann, Leipzig.

Giesecke, J. und Mosonyi, E. (2009): *Wasserkraftanlagen - Planung, Bau und Betrieb*, 5., aktualisierte und erweiterte Auflage, Springer Verlag.

Graf, O. (1906): *Theorie, Berechnung und Konstruktion der Wasserturbinen und deren Regulatoren*, Verlag von August Lachner.

GWWK (2016): Genossenschaft Wasserwirbelkraftwerke, www.gwwk.ch, Zugriff: 06.03.2016.

Hahn, C. (2006): Weltneuheit "Gravitationswasserwirbelkraftwerk", *aqua press international*, Water Technology 1/2006, S. 16-17.

-
- Holzner, M. (2000): Untersuchungen über die Schädigung von Fischen bei der Passage des Mainkraftwerks Dettelbach, Dissertationsschrift, Technische Universität München
- Holzner, M. und Tombek, B. (2008): Untersuchungen zur Effektivität alternativer Triebwerkstechniken und Schutzkonzepte für abwandernde Fische beim Betrieb von Kleinwasserkraftanlagen, Gutachten im Auftrag des Landesfischereiverbands Bayern, München.
- Hydroenergie Roth (2011a): Das bewegliche Wasserkraftwerk, Laienbericht über die Projektstätigkeit vom 1.10.2006 bis 30.06.2011, www.moveable-hepp.com, Zugriff: 07.01.2012.
- Hydroenergie Roth (2011b): Das bewegliche Wasserkraftwerk, www.hydroenergie.de, Zugriff: 27.11.2011.
- Jehle, C. (2015): *Bau von Wasserkraftanlagen, Praxisbezogene Planungsgrundlagen*, 6., überarbeitete Auflage, VDE Verlag, Berlin/Offenbach.
- Jurig, L. (2011): Die Very-Low-Head-Turbine – Technik und Anwendung, *Wasserwirtschaft*, 7-8, S. 25-29.
- Kahsey, H. (2012): Untersuchung der Sedimentdurchgängigkeit zur Optimierung der Wasserdruckmaschine, Studienarbeit, Fachgebiet Wasserbau, Technische Universität Darmstadt.
- Kaltschmitt, M., Streicher, W. und Wiese, A. (2003): *Erneuerbare Energien: Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte*, 3., Springer.
- Kantert, P. J. (2008): *Manual for Archimedean Screw Pump*, F. Hirthammer Verlag.
- Kappesser, C. (1866): Sagebien's Wasserrad, *Polytechnisches Journal*, Band 181, Nr. LXXXIV, S. 337-340.
- Käppler und Pausch GmbH (2014): Das fischfreundliche Wehr, www.fischfreundlicheswehr.de, Zugriff: 30.03.2014.
- KBA (2012): WO 2012/006648 A1, Patent, Hydropower dynamic-pressure machine, angemeldet durch: Maschinenfabrik KBA-Mödling AG.
- Kirschmer, O. (1926): Untersuchungen über den Verlust an Rechen, In: Mitteilungen Hydraulisches Institut München, Nr. 1.
- König, F. v. und Jehle, C. (2005): *Bau von Wasserkraftanlagen – Praxisbezogene Planungsgrundlagen*, 4., neu bearbeitete Auflage, C.F.Müller Verlag.
- Kräling, T. (2014): Wasserwirbelkraftwerk Niedersfeld, www.wasserwirbel-kraftwerk.de, Zugriff: 30.03.2014.
- Larinier, M. (2006): Fish passage experience at small-scale hydro-electric power plants in France, *Hydrobiologica*, 609, S. 97-108.
- Larinier, M. und Dartiguelongue, J. (1989): La circulation des poissons migrateurs: Le transit a travers les turbines des installations hydroélectrique, *Bull. Fr. Pêche Piscic.*, S. 312 – 313.
- Lashofer, A., Kaltenberger, F. und Pelikan, B. (2011): Wie gut bewährt sich die Wasserkraftschnecke in der Praxis?, *Wasserwirtschaft*, 7-8, S. 76-81.

Leclerc, M. (2007): The very low head turbine generator – A new turbine for profitable harnessing of very low head applications, Proc. Hydro 2007, www.vlh-turbine.com/FR/PDF/evenements/MJ2Technologies_TheVeryLowHeadTurbine_WaterPower_Grenade.pdf, Zugriff: 13.11.2011.

Leclerc, M. (2016): Persönliche Mitteilung, E-Mail-Korrespondenz vom 09.03.2016.

LfU (Landesanstalt für Umweltschutz Baden-Württemberg) (Hrsg.) (2005): Durchgängigkeit für Tiere in Fließgewässern, Leifaden Teil 1 - Grundlagen, www.lfu.baden-wuerttemberg.de, Zugriff am 01.08.2012.

Linton, N. (2008): Small Scale Hydrostatic Pressure Machines Tests: Summer 2008, Präsentationsfolien, nicht veröffentlicht.

Linton, N. (2009): The Design and Development of Hydrostatic Pressure Machines for Small Hydropower Applications, Master Thesis, Universität Southampton.

McGuigan, D. (1978): *Small Scale Water Power*, Prism Press.

McKeown, B. (1984): *Fish Migration*, Croom Helm Ltd., London.

Mende, M. (1984): Das Interesse an der Wasserkraft-Nutzung im Wechsel von Verdrängung und Belebung: Voraussetzungen von Wasserrädern für die Nutzung kleiner Wasserkräfte. In: Stadler, G. A. und Kuisle, A. (Hrsg.) (1999): Technik zwischen Akzeptanz und Widerstand – Gesprächskreis Technikgeschichte 1982 – 1996, Waxmann.

Meusburger, H. (2002): Energieverluste an Einlaufrechen von Flusskraftwerken. In: Mitteilungen der Versuchsanstalt Wasserbau, Hydrologie und Glaziologie der ETH Zürich, Nr. 179

MJ2 Technologies (2008): Turbines de très basses chutes, very low head turbine, Newsletter No 7.

MJ2 Technologies (2011): www.vlh-turbine.com, Zugriff: 09.11.2011.

Monten, E. (1985): Fish and turbines, Vattenfall, Stockholm.

Möws, R. und Koll, K. (2011): Changes of bed topography upstream of small hydropower installations, Euromech Colloquium 523 - Ecohydraulics: Linkages between hydraulics, morphodynamics and ecological processes in rivers, 15. bis 17. Juni 2011, Clermont-Ferrand (Frankreich), S. 93 - 97.

Müller, G. und Kauppert, K. (2002): Old watermills – Britain's new source of energy?, *Proceedings of ICE Civil Engineering* 150, S. 178 – 186, Paper 12738.

Müller, G. und Kauppert, K. (2004): Performance characteristics of water wheels, *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 42, No. 5, S. 451 – 460.

Müller, G., Linton, N. und Schneider, S. (2012): Das Projekt Hylow: Die Wasserdruckmaschine – Feldversuche mit einem Prototypen, *Korrespondenz Wasserwirtschaft*, 5. Jahrgang, Nr. 1, S. 30-36.

Müller, G. und Senior, J. (2009): Simplified theory of Archimedean screws, *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 47, No. 5, S. 666 – 669.

Müller, W. (1899a): *Die Eisernen Wasserräder*. Atlas, Verlag von Veit & Comp, Leipzig.

-
- Müller, W. (1899b): *Die Eisernen Wasserräder, Berechnung, Konstruktion und Bestimmung ihres Wirkungsgrades*, Erster Teil Die Zellenräder, Verlag von Veit & Comp., Leipzig.
- Müller, W. (1899c): *Die Eisernen Wasserräder. Berechnung, Konstruktion und Bestimmung ihres Wirkungsgrades*, Zweiter Teil Die Schaufelräder, Verlag von Veit & Comp., Leipzig.
- Müller, W. (1906): *Wasserkraft – Elementare Einführung in den Bau und die Anwendung der Wasserräder und Turbinen*, Dr. Max Jänecke Verlagsbuchhandlung, Hannover.
- Müller, W. (1939): *Die Wasserräder*, 4. Reprint der 2. Auflage von 1939, Verlag Moritz Schäfer.
- MUNLV (Ministerium für Umwelt und Naturschutz, Landwirtschaft und Verbraucherschutz des Landes Nordrhein-Westfalen) (2005): *Handbuch Querbauwerke*, Klenkes-Druck & Verlag.
- Naudascher, E. (1992): *Hydraulik der Gerinne und Gerinnebauwerke*, 2., verb. Auflage, Springer.
- Neumeyer, H., Rempp, W., Ruppert, J. und Schwörer, R. (1979): Untersuchungen am Wasserrad-Triebwerk der Kunstmühle W. Seifried KG, Waldkirch-Br., Techn. Bericht, Universität Stuttgart.
- NLWKN (Nds. Landesbetrieb für Wasserwirtschaft, Küsten- und Naturschutz) (2010): Pressemitteilung vom 10. September 2010, NLWKN erteilt Uni Braunschweig Planfeststellungsbeschluss, www.nlwkn.niedersachsen.de, Zugriff: 16.11.2011.
- Nuernbergk, D. M. (2005): *Wasserräder mit Kropfgerinne - Berechnungsgrundlagen und neue Erkenntnisse* Verlag Moritz Schäfer, Detmold 2005.
- Nuernbergk, D. und Rorres, C. (2012): An analytical model for the water inflow of an Archimedes screw used in hydropower generation, *Journal of Hydraulic Engineering*, Veröffentlichung vor Druck am 23.07.2012, doi:10.1061/(ASCE)HY.1943-7900.0000661.
- Odeh, M. (1999): A Summary of Environmentally Friendly Turbine Design Concepts (Concepts Developed by Alden Research Laboratory, Inc., Voith Hydro, Inc. and their Teams), DOE/ID-13741, im Auftrag des United States Department of Energy Idaho Operations Office.
- Ossberger (2012a): Kaplan-Turbinen, Firmenprospekt, www.ossberger.de/cms/de/hydro/kaplan-turbine/prospekt/, Zugriff: 27.07.2012.
- Ossberger (2012b): Ossberger-Turbinen, Ossberger GmbH & Co, www.ossberger.de/cms/hydro/ossberger-turbine/, Zugriff: 19.07.2012.
- Ossberger (2016): Ossberger-Turbinen, Ossberger GmbH & Co, www.ossberger.de/cms/hydro/ossberger-durchstroemturbine/, Zugriff: 07.03.2016
- Patentschrift Nr. DE4139134A1 (1992): Wasserkraftschnecke zur Energieumwandlung, 11.06.1992.
- Petrasch, K. (2011): Entwicklung einer neuartigen Fischwanderhilfe – „Fischfreundliches Wehr“, Broschüre, E-Mail von K. Petrasch am 24.08.2011.
- Poncelet, J.-V. (1827): Mémoire sur les roues hydrauliques à aubes courbes mues par-dessous – Second mémoire sur des expériences, en grand, relatives aux roues à aubes courbes, mues pardessus, contenant des observations sur la théorie de ces roues, et une instruction pratique sur la manière de procéder à leur établissement. Librairie M.V. Thiel, Metz, Frankreich.

Preger, M. (1978): Walter Zuppinger - Ingenieur und Erfinder und sein Beitrag zur Industrialisierung Oberschwabens, Schriften des Vereins für Geschichte des Bodensees und seiner Umgebung, 96. Heft, Sonderdruck.

Quantz, L. und Meerwarth, K. (1963): *Wasserkraftmaschinen, Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung von Wasserkraftmaschinen und Wasserkraftanlagen*, 11. neubearbeitete und erweiterte Auflage, Springer Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.

Raabe, J. (1989): *Hydraulische Maschinen und Anlagen: Teile 1 bis 4 in einem Band*, 2. Aufl., VDI-Verlag, Düsseldorf.

Raben, K. v. (1955): Kaplanturbinen und Fische, *Wasserwirtschaft* 45, S.196-200.

Raben, K. v. (1957): Zur Frage der Beschädigung von Fischen durch Turbinen, *Wasserwirtschaft* 47, S. 97 – 100.

Rauch, A. (1959): *Taschenbuch Wasserkraftanlagen*, Franckh'sche Verlagshandlung W. Keller & Co.

Redtenbacher, F. (1846): *Theorie und Bau der Wasserräder*, Verlag von Friedrich Bassermann, Mannheim.

REN21 (Renewable Energy Policy Network for the 21st century) (2014): Renewables 2014, Global Status Report, Key Findings 2014, www.ren21.net/Portals/0/documents/Resources/GSR/2014/GSR2014_KeyFindings_low%20res.pdf, Zugriff: 05.12.2014.

Robert, W. (1981): Kammer-Wasserkraftwerk, Patent DE 29 38 870.

Rode, A. (1796): *Des Markus Vitruvius Pollio Baukunst*, Zweiter Band, aus der römischen Urschrift übersetzt von August Rode Leipzig, Georg Joachim Göschen, Leipzig.

Roth, M. und Bickelhaupt, M. (2009): Konstruktionszeichnungen der Wasserdruckmaschine, im Rahmen der Projektmitarbeit (Hylow) zur Verfügung gestellt.

Rutschmann, P., Sepp, A., Geiger, F. und Barbier, J. (2011): Das Schachtkraftwerk – ein Wasserkraftkonzept in vollständiger Unterwasseranordnung, *Wasserwirtschaft* 7-8, S. 33 – 36.

Schmalz, W. (2010): Untersuchungen zum Fischabstieg und Kontrolle möglicher Fischschäden durch die Wasserkraftschnecke an der Wasserkraftanlage Walkmühle an der Werra in Meiningen, Abschlussbericht, im Auftrag der Thüringer Landesanstalt für Umwelt und Geologie.

Schneider, S., Linton, N. und Müller, G. (2012): Die Anlage Partenstein – Feldversuche an der Wasserdruckmaschine im Rahmen des Forschungsprojektes Hylow, Seminar Neue Entwicklungen im Bereich von Kleinwasserkraft am 30. Januar 2012, Braunschweig.

Schneider, S., Saenger, N. und Müller, G. (2009): Untersuchungen zur Optimierung eines Wasserrades, *Dresdner Wasserbauliche Mitteilungen: Wasserkraftnutzung im Zeichen des Klimawandel*, 39, S. 379-388, *Dresdner Wasserbaukolloquium 2009*.

Schneider, S., Saenger, N., Müller, G. und Zanke, U. (2011): Nutzung von geringen Fallhöhen zur Energiegewinnung – Untersuchungen an einer Wasserdruckmaschine, *Korrespondenz Wasserwirtschaft*, 4. Jahrgang, Nr. 6, S. 329-334.

Schwyzer, O. (2011): Hydrostatic Pressure Wheel, Analysis and optimisation of inlet and outlet geometry for performance improvement, Master Thesis, Hochschule Darmstadt.

Seidel, C., Köcher, C. und Steinbach, J. (2006): Weiterentwickelte Wasserradtechnologie, In: Institut für Statik, Lehre und Forschung 1996 – 2006, Institut für Statik, Technische Universität Braunschweig.

Senior, J. (2009): Hydrostatic Pressure converters for the Exploitation of Very Low Head Hydropower Potential, Thesis for the degree of Doctor of Philosophy/Dissertationsschrift, Universität Southampton.

Senior, J., Wiemann, P. und Müller, G. (2008): The rotary hydraulic pressure machine for very low head hydropower sites, *Proceedings Hidroenergia* 2008, Bled/Dolvenia, Session 5B.

Senior, J., Saenger, N. und Müller, G. (2010): New hydropower converters for very low-head differences, *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 48, No. 6, S. 703–714, doi: 10.1080/00221686.2010.529301.

Sepp, A. (2011): Wasserkraftkonzept Schachtkraftwerk, www.wb.bv.tum.de, Zugriff: 07.01.2013.

Sepp, A. (2015): Schachtkraftwerk, Foto, E-Mail-Korrespondenz vom 09.11.2015.

Sepp, A., Geiger, F., Cuchet, M. und Rutschmann, P. (2011): Wasserkraftkonzept in vollständiger Unterwasseranordnung, Vortrag, DWA Energietage Kassel (14.-16.11.2011).

Sigloch (2011): *Technische Fluidmechanik*, Springer.

Späh, H (2001): Fishery-biological opinion on the fish compatibility of the patented hydraulic screw from Ritz-Atro Pumpwerksbau GmbH, Bielefeld.

Staiß, F. (2007): *Jahrbuch Erneuerbare Energie 2007*, Stiftung Energieforschung Baden-Württemberg, Vierstein Verlag, Radebeul.

Staus, A. (1928): Wasserradversuche, *Wasserkraft und Wasserwirtschaft*, Heft 18, S. 259 - 260.

Stellba Hydro (2011): VLH-Turbine, www.stellba-hydro.ch, Zugriff: 09.11.2011.

Strobl, T. und Zunic, F. (2006): *Wasserbau, Aktuelle Grundlagen – Neue Entwicklungen*, Springer.

Theobald, S., Roland, F. und Rötz, A. (2011): Analyse der hessischen Wasserkraftnutzung und Entwicklung eines Planungswerkzeuges „WKA-Aspekte“, Erläuterungsbericht, Universität Kassel, im Auftrag des Hessisches Ministerium für Umwelt, Energie, Landwirtschaft und Verbraucherschutz.

Tipler, P. (1994): *Physik*, Spektrum Akademischer Verlag.

Troger, M. (2008): Wie effizient sind Wasserräder zur Gewinnung von Energie in Fließgewässern mit geringen Fallhöhen?, Diplomarbeit, TU Darmstadt.

Turnpenny, A.W.H., Clough, S., Hanson, K.P., Ramsey, R. und McEwan, D. (2000): Risk Assessment for Fish Passage Through Small, Low-Head Turbines, Atomic Energy Research Establishment, Energy Technology Support Unit, New and Renewable Energy Programme, ETSU H/06/00054/REP.

Urbani, C. (2011). Wasserwirbelkraftwerk. Bachelor-Thesis, Fachhochschule Nordwestschweiz, <http://web.fhnw.ch/technik/projekte/eit/Herbst2010/CerGaf/ergebnisse.html>, Zugriff: 01.08.2011.

Uzunova, E.P. und Kisliakov, D. (2014): Fischdurchgängigkeit der Wasserdruckmaschine, *Korrespondenz Wasserwirtschaft*, 7. Jahrgang, Nr. 2, S. 93ff.

Voith (2011): Environmentally-friendly turbine design, www.voith.com/de/Voith_Eco_friendly_turbine_design.pdf, Zugriff: 18.04.2015.

Vowles, A. S. (2012): Experimental quantification of the response of fish to conditions associated with low-head hydropower and fish passage facilities, PhD-Thesis, University of Southampton.

Weisbach, J. (1883): *Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik*, Zweiter Teil: Die Mechanik der Bauwerke und Mechanik der Umtriebsmaschinen, 5. Auflage, Vieweg und Sohn.

Wölfel, W. (1987): *Das Wasserrad*, Technik und Kulturgeschichte, Udo Pfriemer Buchverlag.

Zanke, U. C. E. (2002): *Hydromechanik der Gerinne und Küstengewässer für Bauingenieure, Umwelt- und Geowissenschaftler*, Parey Buchverlag, Berlin.

Zotlöterer (2011): Smart Energy Systems, www.zotloeterer.com, Zugriff: 05.08.2011.

Gesetze:

Arbeitsanleitung zur Abschätzung von Mindestabflüssen in wasserkraftwerksbedingten Ausleitungsstrecken (1999): Bayrisches Staatsministerium für Landesentwicklung und Umweltfragen (Hrsg.).

BImSchG (2013): Bundesimmissionsschutzgesetz in der Fassung der Bekanntmachung vom 17. Mai 2013 (BGBl. I S. 1274), das durch Artikel 1 des Gesetzes vom 20. November 2014 (BGBl. I S. 1740) geändert worden ist.

BNatSchG (2013): Bundesnaturschutzgesetz vom 29. Juli 2009 (BGBl. I S. 2542), das zuletzt durch Artikel 4 Absatz 100 des Gesetzes vom 7. August 2013 (BGBl. I S. 3154) geändert worden ist.

EEG (2009): Erneuerbare-Energien-Gesetz vom 25. Oktober 2008 (BGBl. I S. 2074).

EEG (2012): Erneuerbare-Energien-Gesetz vom 25. Oktober 2008 (BGBl. I S. 2074), das durch Artikel 1 des Gesetzes vom 28. Juli 2011 (BGBl. I S. 1634) geändert worden ist.

EEG (2014): Erneuerbare-Energien-Gesetz vom 21. Juli 2014 (BGBl. I S. 1066), das durch Artikel 4 des Gesetzes vom 22. Juli 2014 (BGBl. I S. 1218) geändert worden ist.

FFH-RL (1992): Richtlinie 92/43/EWG des Rates vom 21. Mai 1992 zur Erhaltung der natürlichen Lebensräume sowie der wildlebenden Tiere und Pflanzen (Flora-Fauna-Habitat-Richtlinie).

Gesetz über die Errichtung, Inbetriebnahme, Verlegung, Erweiterung und Finanzierung der Stilllegung von Mühlen (1957), vom 27. Juni 1957 (BGBl. I, Nr. 29, S. 664).

HFO (2012): Verordnung über die gute fachliche Praxis in der Fischerei und den Schutz der Fische (Hessischen Fischereiordnung), in der Fassung vom 13. Dezember 2012 (GVBl. I 2008, S. 1072).

Mindestabflüsse in Ausleitungsstrecken, Grundlagen, Ermittlung und Beispiele (2005): Landesanstalt für Umweltschutz Baden-Württemberg (LfU).

Regelung über den in einem Fließgewässer zu belassenden Mindestabfluss bei der Entnahme und Wiedereinleitung von Wasser, vom 12. Dezember 2007 (StAnz. Nr. 52 vom 24.12.2007 S. 2775).

Stromeinspeisungsgesetz (1990): Gesetz über die Einspeisung von Strom aus erneuerbaren Energien in das öffentliche Netz, vom 7. Dezember 1990 (BGBl I S. 2633) (BGBl III 754-9) zuletzt geändert durch Gesetz zur Neuregelung des Energiewirtschaftsrechts vom 24. April 1998 (BGBl I S. 730, 734)

UVPG (2013): Gesetz über die Umweltverträglichkeitsprüfung in der Fassung der Bekanntmachung vom 24. Februar 2010 (BGBl. I S. 94), das zuletzt durch Artikel 10 des Gesetzes vom 25. Juli 2013 (BGBl. I S. 2749) geändert worden ist.

UVP-Richtlinie (1985): Richtlinie 85/337/EWG vom 27. Juni 1985 über die Umweltverträglichkeitsprüfung bei bestimmten öffentlichen und privaten Projekten.

WHG (2013): Wasserhaushaltsgesetz vom 31. Juli 2009 (BGBl. I S. 2585), das zuletzt durch Artikel 2 des Gesetzes vom 15. November 2014 (BGBl. I S. 1724) geändert worden ist.

WRRL (2000): Wasserrahmenrichtlinie, Richtlinie 2000/60/EG des Europäischen Parlamentes und des Rates vom 23. Oktober 2000 zur Schaffung eines Ordnungsrahmens für Maßnahmen der Gemeinschaft im Bereich der Wasserpolitik.

Anhang A

I. Energie

Nach dem Gesetz der Energieerhaltung kann keine Energie verloren gehen, jedoch kann Energie in eine andere Form umgewandelt werden. Bei der Umwandlung von hydraulischer Energie in Wärmeenergie wird von Dissipation gesprochen (Bollrich, 2007). Die hydraulische Energie setzt sich zusammen aus potentieller und kinetischer Energie.

1. Potentielle Energie

Bei der potentiellen Energie handelt es sich um die Energie, welche „ein Körper aufgrund seiner Lage relativ zu einem sogenannten Bezugsniveau aufweist“ (Giesecke und Mosonyi, 2009). Nach Bollrich (2007) umfasst die potentielle Energie sowohl die Lageenergie als auch die Druckenergie. Sie lässt sich schreiben als

$$E_{pot} = m \cdot g \cdot z + m \cdot \frac{p}{\rho} \quad [\text{J}]$$

mit	m	Masse [kg]
	g	Erdbeschleunigung [m/s^2]
	z	Lage über dem Bezugshorizont [m]
	p	Druck [Pa]
	ρ	Dichte [kg/m^3]

2. Kinetische Energie (Bewegungsenergie)

Die kinetische Energie ist die mechanische Energie, die ein Körper durch seine Geschwindigkeit aufweist (Giesecke und Mosonyi, 2009). Diese Energieform kann ausgedrückt werden als

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad [\text{J}]$$

mit	m	Masse [kg]
	v	Geschwindigkeit [m/s]

II. Arbeit

„Die Arbeit, die eine Kraft an einem Körper verrichtet, ist definiert als das Produkt, aus dieser Kraft und der Verschiebung des Angriffspunktes der Kraft.“ (Tipler, 1994)

Die von der Kraft verrichtete Arbeit bei der Bewegung des Körpers zwischen zwei Punkten ergibt sich aus:

$$W = \int_{s1}^{s2} \vec{F} \cdot d\vec{s} \quad [\text{J}]$$

mit	\vec{F}	Kraft [N]
	\vec{s}	Verschiebung [m]

III. Leistung

Für die Angabe, in welcher Zeit eine bestimmte Arbeit verrichtet wird, nutzt man den Begriff der Leistung oder des Energiestroms. Nach Tipler (1994) gibt die Leistung an, „wie schnelle Energie von einem System auf ein anderes übertragen wird“.

Die Leistung P ergibt sich aus der pro Zeiteinheit verrichteten Arbeit und lässt sich ausdrücken als

$$P = \frac{dW}{dt} = \vec{F} \cdot \vec{v} \quad [\text{W}]$$

mit	W	Arbeit [J]
	dt	Zeitintervall [s]
	F	Kraft [N]
	v	Geschwindigkeit [m/s]

IV. Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad einer Turbine bzw. eines Wasserrades beschreibt das Verhältnis zwischen der erreichbaren Leistung P und der theoretisch zu erzielenden Leistung P_{theo} . Durch das Auftreten von Verlusten kann die theoretisch vorhandene Energie nie vollständig genutzt werden. Der Wirkungsgrad beschreibt somit die Effizienz der Energieübertragung. Er lässt sich schreiben als

$$\eta = \frac{P}{P_{\text{theo}}} \quad [-]$$

mit	P	erreichbare Leistung [W]
	P_{theo}	theoretisch zu erzielende Leistung [W]

V. Impuls

Der Impuls \vec{p} stellt eine grundlegende physikalische Größe dar. „Der Impuls eines Teilchens ist definiert als Produkt aus seiner Masse und seiner Geschwindigkeit“ (Tipler, 1994). Er lässt sich ausdrücken als

$$\vec{p} = m \cdot \vec{v} \quad [\text{N s}]$$

mit	m	Masse [kg]
	\vec{v}	Geschwindigkeit [m/s]

Der Impuls stellt neben der Energieerhaltung eine weitere Erhaltungsgröße dar, welches zur Beschreibung eines physikalischen Systems dient (Tipler, 1994). Wirken auf ein System keine äußeren Kräfte ein, so bleibt der Impuls des entsprechenden Teilchensystems erhalten (Gesetz der Impulserhaltung).

VI. Stoß, Kraftstoß

„Bei einem Stoß bewegen sich zwei Körper aufeinander zu, wechselwirken und entfernen sich wieder voneinander. Vor dem Stoß, wenn sie nicht miteinander wechselwirkend, bewegen sie sich mit konstanten Geschwindigkeiten. Nach dem Stoß bewegen sie sich mit konstanten, aber veränderten Geschwindigkeiten.“ (Tiplar, 1994)

Bei einem Stoß gilt es zwischen elastischem und inelastischem Stoß zu unterscheiden. Ist die „gesamte kinetische Energie von zwei Körpern vor und nach dem Stoß die gleiche“, handelt es sich um einen elastischen Stoß (Tiplar, 1994). Dies bedeutet, dass nur kinetische Energie ausgetauscht wird. Ist die gesamte kinetische Energie verändert, handelt es sich um einen inelastischen Stoß. In diesem Fall geht Bewegungsenergie verloren und kann z.B. in einer Formänderung der gestoßenen Körper verbleiben (Dobrinski et al., 2006).

Während dem Stoß üben die beiden Körper für eine kurze Zeitspanne Kraft aufeinander aus (Kraftstoß). „Der Kraftstoß einer Kraft ist definiert als Integral der Kraft über das Zeitintervall, in dem die Kraft wirkt“ (Tiplar, 1994) und lässt sich ausdrücken als

$$\Delta \vec{p} = \int_{t_a}^{t_e} \vec{F} dt = \int_{t_a}^{t_e} \frac{d\vec{p}}{dt} dt = \vec{p}_e - \vec{p}_a \quad [\text{N s}]$$

mit	\vec{F}	Kraft [N]
	\vec{p}	Impuls [N s]
	t_e	Zeitpunkt vor dem Stoß
	t_a	Zeitpunkt nach dem Stoß

Der Kraftstoß entspricht der gesamten Impulsänderung in dem angegebenen Zeitintervall und wird auch diesem Grund auch als Impulsübertrag bezeichnet (Tiplar, 1994).

Anhang B

Messgeräte

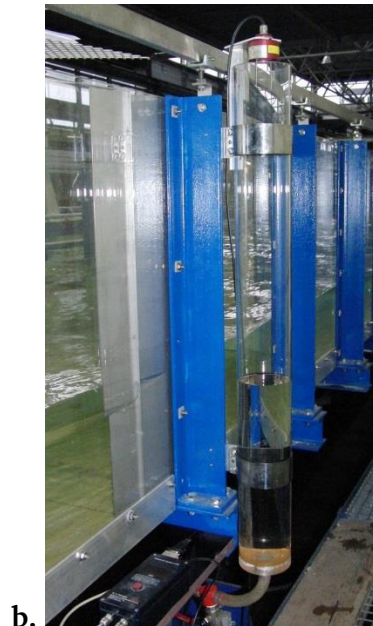
Bremsscheibe – Kupplungen – Drehmomentenaufnehmer - Kupplung



Inkrementalgeber



Ultraschallgerät über Messzylinder an der a. Unter- und b. Oberwasserrinne

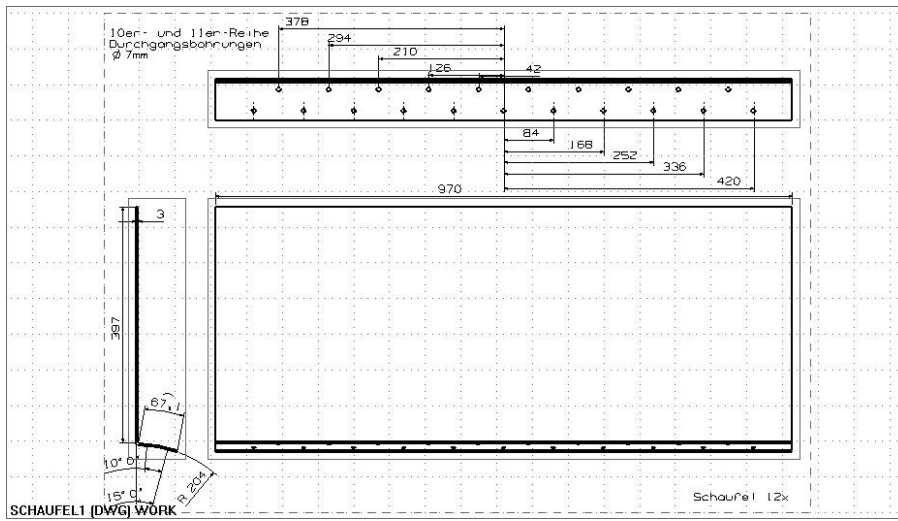


Bezeichnung der Messgeräte

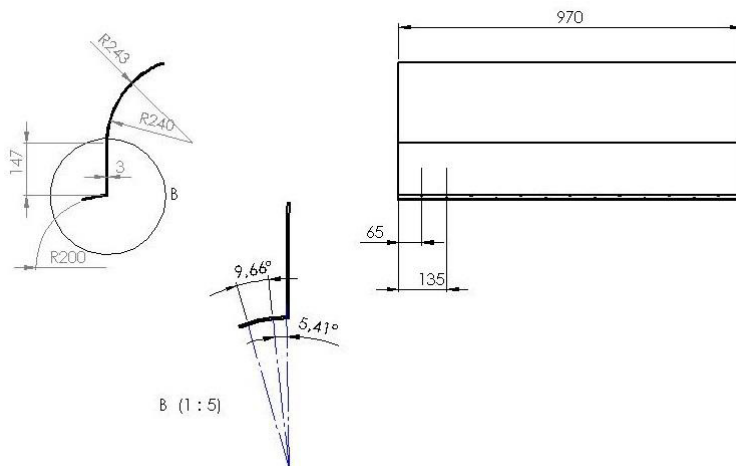
Messgerät	Bezeichnung
Messkarte	NI USB 6221 (USB-Datenerfassungsgerät), National Instruments
Magnetisch-induktiver Durchflussmesser MID 1	Promag 33 Endress+Hauser, DN 200 Zufluss aus Hochbehälter 1 seitlichem Zulauf in Einlaufbecken manueller Schieber $Q_{\max} = 170 \text{ l/s}$
Magnetisch-induktiver Durchflussmesser MID 2	Fischer & Porter, DN200 Zufluss aus Hochbehälter 2 zentraler Zulauf in Einlaufbecken ferngesteuerter Schieber $Q_{\max} = 130 \text{ l/s}$
Momentenaufnehmer	Drehmomentaufnehmer Typ DRFL-IV mit Drehzahlmessung, ETH Messtechnik max. Messfehler: 0,1 % (bez. a. d. Endwert)
Ultraschallgeräte für Wasserstandsmessung	UAS (Ultraschallabstandsmesssystem), Dr. Wehrhahn Messgenauigkeit: +/- 1mm
Inkrementalgeber	Drehgeber RB1015, ifm electronic Auflösung: 500 Schritte

Anhang C

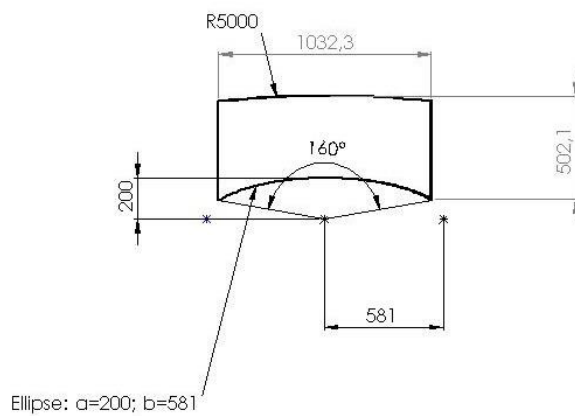
Gerade Schaufeln (Roth und Bickelhaupt, 2009)



Gebogene Schaufeln (Roth und Bickelhaupt, 2009)



Diagonal montierte Schaufeln (Roth und Bickelhaupt, 2009)



Anhang D

Q Ist	WSP 1	h1	WSP 2	h2	Drehmoment	Drehzahl	Messzeit		
[l/s]	[cm]	[cm]	[cm]	[cm]	[Nm]	[1/min]	[Datum, Messintervall]		
Gerade, radial montierte Schaufeln									
h1 = 815 mm, h2 = 400 mm									
58,90	33,05	79,75	52,58	39,78	489,59	2,41	28.04.10	10:28:00	10:33:00
78,40	34,12	80,82	51,29	38,49	467,28	3,31	27.04.10	09:39:00	09:44:00
78,50	33,03	79,73	52,91	40,11	425,47	3,52	27.04.10	09:47:11	09:52:11
97,81	32,61	79,31	52,37	39,57	363,11	4,91	15.03.10	16:08:30	16:13:00
121,24	35,00	81,70	51,81	39,01	222,18	6,26	16.03.10	11:23:36	11:28:36
128,45	34,89	81,59	53,40	40,60	141,18	6,45	30.04.10	10:29:00	10:34:00
128,38	34,73	81,43	52,59	39,79	142,68	6,50	30.04.10	10:38:00	10:43:00
138,43	34,36	81,06	51,92	39,12	102,80	7,29	30.04.10	12:22:29	12:26:04
138,45	34,17	80,87	51,86	39,06	102,73	7,27	30.04.10	12:22:29	12:27:29
158,79	35,03	81,73	52,44	39,64	38,86	8,96	29.04.10	12:09:00	12:14:00
158,92	35,43	82,13	53,56	40,76	35,05	8,98	29.04.10	13:19:19	13:24:19
h1 = 815 mm, h2 = 200 mm									
40,22	35,41	82,11	33,23	20,43	816,68	1,15	18.03.10	16:08:10	16:13:10
58,70	35,42	82,12	30,69	17,89	807,21	1,95	18.03.10	15:18:33	15:22:34
78,66	36,16	82,86	32,67	19,87	749,10	2,97	18.03.10	11:32:29	11:37:29
78,79	34,44	81,14	31,60	18,80	731,91	3,21	18.03.10	12:04:49	12:09:49
98,75	33,92	80,62	32,47	19,67	655,69	4,94	16.03.10	14:26:10	14:31:10
98,46	34,33	81,03	31,72	18,92	672,26	4,42	17.03.10	17:03:12	17:08:12
121,21	35,37	82,07	33,33	20,53	579,73	5,68	16.03.10	12:15:07	12:20:07
117,56	34,47	81,17	32,12	19,32	598,06	5,26	17.03.10	11:28:58	11:33:58
137,75	35,81	82,51	33,21	20,41	556,40	6,17	17.03.10	12:17:13	12:22:13
140,90	34,81	81,51	32,83	20,03	539,33	7,59	16.03.10	14:57:19	15:02:19
159,70	35,50	82,20	32,14	19,34	513,89	7,43	16.03.10	15:15:56	15:20:56
155,52	35,03	81,73	32,37	19,57	516,32	7,89	17.03.10	14:40:43	14:45:43
180,82	34,61	81,31	32,22	19,42	458,78	8,78	17.03.10	15:17:49	15:22:49
201,53	34,46	81,16	33,22	20,42	111,55	11,28	17.03.10	15:55:33	16:00:33
193,77	36,06	82,76	32,58	19,78	470,33	8,79	18.03.10	09:52:17	09:57:17
195,72	34,35	81,05	32,65	19,85	455,08	9,03	18.03.10	10:09:17	10:14:17
218,29	33,93	80,63	32,76	19,96	58,06	12,10	18.03.10	10:53:18	10:58:18
217,16	34,93	81,63	32,94	20,14	78,34	11,54	18.03.10	11:05:19	11:10:19
h1 = 915 mm, h2 = 400 mm									
60,74	45,49	92,19	52,35	39,55	648,54	1,94	28.04.10	11:37:38	11:42:38
80,87	44,84	91,54	53,26	40,46	551,86	3,00	22.03.10	14:54:39	14:56:34
100,46	44,55	91,25	53,03	40,23	481,66	4,45	27.04.10	12:09:56	12:14:56
100,51	44,24	90,94	52,37	39,57	490,76	4,35	27.04.10	12:14:56	12:19:56
119,23	43,98	90,68	52,90	40,10	358,93	5,38	01.04.10	12:51:12	12:55:12
128,22	45,23	91,93	52,46	39,66	343,83	5,69	30.04.10	11:08:00	11:10:00
138,42	44,93	91,63	52,46	39,66	217,57	6,76	30.04.10	11:49:49	00:11:55
161,15	44,49	91,19	52,32	39,52	113,78	8,83	04.05.10	10:13:13	10:18:13
175,68	45,24	91,94	53,05	40,25	18,18	10,88	04.05.10	11:00:18	11:05:18
h1 = 915 mm, h2 = 200 mm									
58,34	43,54	90,24	32,26	19,46	891,10	1,76	16.04.10	14:11:49	14:14:49
58,36	43,40	90,10	32,03	19,23	891,94	1,84	16.04.10	14:11:49	14:16:49
77,65	44,71	91,41	32,82	20,02	842,18	2,73	22.03.10	13:26:50	13:31:50
100,21	45,34	92,04	32,51	19,71	783,54	3,71	24.03.10	10:56:28	11:01:28
95,95	43,84	90,54	32,12	19,32	771,97	3,84	24.03.10	10:39:28	10:44:28
118,80	44,98	91,68	32,80	20,00	709,72	4,99	24.03.10	14:31:00	14:36:00
138,25	45,17	91,87	32,35	19,55	670,12	5,91	30.04.10	13:10:32	13:13:32
158,16	44,54	91,24	31,92	19,12	624,26	6,98	03.05.10	12:09:00	12:14:00
158,38	44,80	91,50	32,61	19,81	624,08	6,84	03.05.10	12:24:42	12:26:08
176,88	45,32	92,02	33,22	20,42	578,65	7,65	03.05.10	14:47:21	14:52:21
176,90	44,65	91,35	33,02	20,22	568,70	7,80	03.05.10	14:56:29	15:01:29
197,49	45,31	92,01	32,75	19,95	505,18	8,98	14.05.10	14:34:15	14:38:15

Q Ist	WSP 1	h1	WSP 2	h2	Drehmoment	Drehzahl	Messzeit		
[l/s]	[cm]	[cm]	[cm]	[cm]	[Nm]	[1/min]	[Datum, Messintervall]		
Gerade, radial montierte Schaufeln mit Spalt 20mm									
h1 = 815 mm, h2 = 400 mm									
59,97	34,54	81,24	53,07	40,27	518,52	2,51	13.08.10	13:19:00	13:20:00
100,89	34,93	81,63	53,22	40,42	357,68	5,19	25.08.10	15:43:00	15:48:00
140,21	35,05	81,75	52,78	39,98	119,05	8,89	13.08.10	12:01:55	12:02:55
140,20	34,67	81,37	52,99	40,19	106,52	9,17	13.08.10	12:11:20	12:16:20
h1 = 815 mm, h2 = 200 mm									
61,31	34,33	81,03	32,66	19,86	765,87	2,69	30.08.10	14:55:00	2:59:00
99,07	34,70	81,40	33,42	20,62	672,08	4,88	25.08.10	10:02:30	10:07:30
141,17	34,52	81,22	31,83	19,03	567,91	7,54	23.08.10	14:47:48	14:52:48
181,18	34,84	81,54	32,41	19,61	260,76	10,28	23.08.10	12:48:00	12:53:00
Gerade, radial montierte Schaufeln mit Spalt 30mm									
h1 = 815 mm, h2 = 400 mm									
58,80	34,96	81,66	52,30	39,50	518,97	2,51	10.08.10	11:37:04	11:42:04
101,17	34,11	80,81	53,46	40,66	350,36	5,05	10.08.10	12:19:42	12:24:42
140,25	34,25	80,95	52,68	39,88	106,97	8,78	08.04.10	15:48:06	15:54:06
h1 = 815 mm, h2 = 200 mm									
61,20	34,26	80,96	33,04	20,24	781,26	2,44	10.08.10	14:42:59	14:47:59
100,21	34,55	81,25	33,11	20,31	667,43	4,75	09.08.10	12:48:30	12:53:30
141,21	34,97	81,67	32,71	19,91	571,88	7,25	11.08.10	14:34:30	14:35:30
141,19	34,72	81,42	32,45	19,65	575,47	7,18	11.08.10	14:41:20	14:43:20
179,54	34,71	81,41	32,85	20,05	326,86	9,95	11.08.10	16:25:00	16:30:00
201,73	35,18	81,88	32,51	19,71	128,71	12,70	11.08.10	18:04:30	18:09:30
201,77	34,19	80,89	32,48	19,68	107,12	13,29	11.08.10	17:59:20	18:04:20
Gerade, radial montierte Schaufeln mit Spalt 60mm									
h1 = 815 mm, h2 = 400 mm									
140,71	35,69	82,39	53,31	40,51	392,00	3,80	28.07.10	16:03:23	16:08:00
181,64	34,71	81,41	52,46	39,66	188,49	6,44	28.07.10	16:49:01	16:55:33
h1 = 815 mm, h2 = 200 mm									
140,14	33,65	80,35	32,86	20,06	746,60	1,78	29.07.10	14:02:43	14:05:43
179,88	35,28	81,98	32,81	20,01	561,58	5,08	30.07.10	14:26:04	14:32:04
219,18	35,26	81,96	33,07	20,27	440,40	7,82	03.08.10	10:50:00	10:56:00
Gebogene Schaufeln									
h1 = 815 mm, h2 = 400 mm									
58,89	34,58	81,28	52,03	39,23	437,80	2,50	20.07.10	22:53:40	23:57:40
58,91	34,47	81,17	52,76	39,96	424,31	2,37	20.07.10	23:00:00	23:05:00
98,42	35,41	82,11	52,04	39,24	309,06	4,65	12.07.10	16:17:00	16:22:00
139,57	34,99	81,69	52,67	39,87	124,06	7,24	13.07.10	15:14:10	15:18:14
h1 = 815 mm, h2 = 200 mm									
58,96	35,14	81,84	33,16	20,36	684,54	2,60	16.07.10	10:30:38	10:35:38
100,60	34,83	81,53	32,99	20,19	532,82	4,87	15.07.10	12:45:00	12:50:00
140,01	34,79	81,49	32,93	20,13	401,59	7,38	16.07.10	13:58:23	14:03:23
179,13	34,62	81,32	32,94	20,14	304,56	9,74	16.07.10	16:30:27	16:34:27

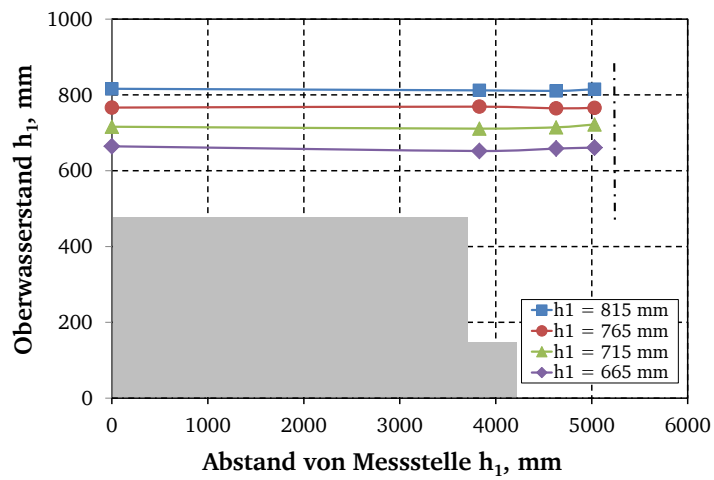
Q Ist	WSP 1	h1	WSP 2	h2	Drehmoment	Drehzahl	Messzeit		
[l/s]	[cm]	[cm]	[cm]	[cm]	[Nm]	[1/min]	[Datum, Messintervall]		
Gerade, diagonal montierte Schaufeln (Breitenverhältnis 1:1)									
h1 = 815 mm, h2 = 400 mm									
61,23	34,31	81,01	52,17	39,37	549,60	1,88	08.11.10	11:23:15	11:26:15
99,09	34,59	81,29	53,07	40,27	460,67	4,78	09.11.10	12:13:35	12:16:12
141,64	33,90	80,60	51,77	38,97	423,10	6,68	08.11.10	11:23:31	11:26:35
178,24	34,51	81,21	52,87	40,07	284,33	10,14	04.11.10	12:15:35	12:19:54
h1 = 815 mm, h2 = 200 mm									
80,36	35,51	82,21	32,91	20,11	745,23	3,04	29.11.2010	15:12:55	15:14:00
80,37	35,57	82,27	33,13	20,33	743,60	3,17	29.11.2010	15:19:40	15:20:47
99,02	35,17	81,87	32,03	19,23	686,92	4,30	09.11.2010	10:38:00	10:43:00
140,69	35,28	81,98	32,53	19,73	612,10	6,89	16.11.2010	13:48:00	13:53:00
178,60	35,43	82,13	32,20	19,40	542,11	9,00	25.11.2010	15:43:30	15:48:30
221,11	35,44	82,14	33,74	20,94	450,02	11,23	25.11.2010	19:21:44	19:23:11
h1 = 915 mm, h2 = 200 mm									
57,65	44,00	90,70	32,18	19,38	804,41	1,11	08.11.10	10:38:40	10:39:40
98,80	43,83	90,53	32,56	19,76	769,53	4,01	09.11.10	14:22:00	14:27:00
140,02	44,47	91,17	32,82	20,02	719,59	5,92	08.11.10	13:37:40	13:39:40
140,67	42,98	89,68	33,29	20,49	696,17	6,30	08.11.10	13:48:40	13:51:40
178,49	44,48	91,18	31,56	18,76	595,50	9,72	04.11.10	11:37:40	11:38:05
178,07	43,86	90,56	31,92	19,12	617,22	9,04	04.11.10	11:54:54	11:59:54
220,43	44,36	91,06	31,92	19,12	518,54	11,87	05.11.10	10:01:57	10:02:57
218,91	44,61	91,31	32,02	19,22	520,01	11,92	05.11.10	10:04:37	10:05:40
Gerade, diagonal montierte Schaufeln (Breitenverhältnis 1:1,3)									
h1 = 815 mm, h2 = 400 mm									
60,93	34,12	80,82	50,50	37,70	431,61	3,32	13.01.11	13:53:30	13:55:30
81,95	34,24	80,94	52,49	39,69	394,01	4,82	12.01.11	15:33:55	15:38:55
98,75	34,97	81,67	52,51	39,71	389,96	5,98	14.01.11	10:32:05	10:34:05
119,81	34,92	81,62	52,22	39,42	364,84	7,44	13.01.11	15:28:30	15:31:00
119,84	34,30	81,00	52,47	39,67	353,97	7,95	13.01.11	15:32:05	15:33:30
140,23	34,87	81,57	53,12	40,32	325,10	9,56	14.01.11	13:15:06	13:20:06
161,62	34,31	81,01	52,48	39,68	298,32	11,21	14.01.11	15:39:16	15:41:36
161,49	34,58	81,28	53,25	40,45	287,33	11,38	14.01.11	15:42:16	15:44:16
182,03	34,98	81,68	53,31	40,51	262,77	12,96	17.01.11	15:08:00	15:12:30
199,37	34,18	80,88	52,99	40,19	236,15	14,49	17.01.11	16:59:11	17:04:11
h1 = 815 mm, h2 = 200 mm									
29,61	34,74	81,44	33,21	20,41	612,83	0,00	13.01.11	14:32:30	14:34:30
58,71	33,60	80,30	33,66	20,86	576,56	2,64	14.01.11	16:29:03	16:29:43
58,65	34,19	80,89	34,20	21,40	576,89	2,80	14.01.11	16:32:03	16:33:23
81,75	35,56	82,26	32,08	19,28	565,69	4,32	12.01.11	16:14:15	16:17:06
98,77	34,83	81,53	34,83	22,03	537,99	5,76	14.01.11	11:13:15	11:15:25
98,82	34,70	81,40	34,70	21,90	531,39	5,95	14.01.11	11:15:58	11:18:38
119,86	34,39	81,09	32,59	19,79	496,65	7,47	13.01.11	16:48:00	16:52:00
140,26	34,92	81,62	33,51	20,71	463,91	9,31	14.01.11	13:51:56	13:54:56
140,32	34,55	81,25	33,64	20,84	459,32	9,40	14.01.11	13:55:56	13:59:30
161,66	33,99	80,69	32,48	19,68	414,76	11,16	14.01.11	15:18:12	15:21:52
182,74	34,65	81,35	32,74	19,94	382,76	12,83	17.01.11	15:51:40	15:55:50
182,57	34,53	81,23	32,86	20,06	380,16	12,92	17.01.11	15:59:25	16:01:25
199,47	34,61	81,31	32,82	20,02	350,25	14,35	17.01.11	16:30:13	16:33:13
199,53	34,25	80,95	32,79	19,99	350,29	14,23	17.01.11	16:37:13	16:40:13

Q Ist	WSP 1	h1	WSP 2	h2	Drehmoment	Drehzahl	Messzeit		
[l/s]	[cm]	[cm]	[cm]	[cm]	[Nm]	[1/min]	[Datum, Messintervall]		
Gerade, diagonal montierte Schaufeln (Breitenverhältnis 1:2)									
h1 = 815 mm, h2 = 400 mm									
17,86	34,60	81,30	52,36	39,56	322,03	0,00	31.07.12	14:33:52	14:34:22
80,63	34,17	80,87	52,41	39,61	265,55	7,78	11.10.11	16:19:47	16:24:47
80,36	34,21	80,91	53,08	40,28	259,52	8,26	19.10.11	15:59:18	16:00:18
80,29	34,90	81,60	52,60	39,80	273,85	7,60	19.10.11	16:06:30	16:09:22
101,60	34,69	81,39	53,33	40,53	236,39	10,32	11.10.11	15:46:50	15:51:26
99,30	34,55	81,25	52,77	39,97	242,31	10,05	17.10.11	14:53:17	14:57:30
122,11	34,25	80,95	52,98	40,18	198,50	12,83	11.10.11	15:07:17	15:09:51
122,06	34,79	81,49	53,04	40,24	201,77	12,92	11.10.11	15:10:00	15:13:45
119,48	34,54	81,24	52,99	40,19	205,78	12,58	17.10.11	15:18:55	15:23:55
142,32	34,70	81,40	52,98	40,18	170,86	15,25	18.10.11	15:13:20	15:14:30
142,17	34,83	81,53	53,67	40,87	159,74	15,74	18.10.11	15:16:12	15:19:12
160,71	34,62	81,32	53,25	40,45	140,84	17,51	18.10.11	15:35:23	15:36:23
160,77	34,54	81,24	52,82	40,02	143,58	17,53	18.10.11	15:42:47	15:43:57
180,07	34,96	81,66	52,20	39,40	117,82	20,43	19.10.11	15:07:25	15:11:04
h1 = 815 mm, h2 = 200 mm									
20,18	35,11	81,81	31,56	18,76	428,12	0,00	01.02.12	15:42:44	15:44:35
61,19	34,43	81,13	32,92	20,12	385,96	5,14	11.10.11	16:49:40	16:52:35
61,15	34,46	81,16	33,29	20,49	386,06	5,08	11.10.11	17:17:59	17:20:59
60,54	34,45	81,15	33,42	20,62	388,18	4,78	18.10.11	16:25:55	16:27:45
60,52	34,53	81,23	32,51	19,71	387,49	5,07	18.10.11	16:28:11	16:31:11
80,52	34,90	81,60	33,18	20,38	365,12	7,20	11.10.11	16:32:40	16:34:40
80,54	34,83	81,53	32,90	20,10	363,35	7,39	11.10.11	16:38:20	16:40:20
80,83	34,81	81,51	33,24	20,44	361,94	7,40	11.10.11	17:00:22	17:03:01
80,89	34,86	81,56	32,63	19,83	362,20	7,41	11.10.11	17:12:35	17:13:35
98,30	34,79	81,49	32,85	20,05	313,08	9,75	11.10.11	13:51:14	13:55:00
98,31	34,79	81,49	32,85	20,05	317,46	9,79	11.10.11	13:58:37	14:03:48
99,27	34,74	81,44	32,56	19,76	328,11	9,90	17.10.11	14:32:30	14:36:00
122,06	34,73	81,43	32,98	20,18	278,67	12,79	11.10.11	14:41:23	14:45:38
122,10	34,49	81,19	32,63	19,83	276,20	12,82	11.10.11	14:45:53	14:47:53
120,20	34,42	81,12	32,69	19,89	281,65	12,62	17.10.11	15:46:30	15:50:05
139,81	34,32	81,02	33,09	20,29	244,19	15,23	18.10.11	14:51:47	14:55:30
160,61	34,42	81,12	33,27	20,47	200,92	18,64	18.10.11	15:54:22	15:55:00
160,75	34,94	81,64	32,42	19,62	213,40	17,71	18.10.11	15:57:00	15:59:28
179,91	34,72	81,42	32,37	19,57	186,69	20,29	19.10.11	15:22:22	15:25:47
h1 = 765 mm, h2 = 400 mm									
58,06	30,30	77,00	52,31	39,51	272,65	5,20	10.05.12	11:15:10	11:17:38
80,64	30,10	76,80	52,96	40,16	242,64	7,21	09.05.12	18:04:22	18:05:30
80,61	29,63	76,33	52,50	39,70	233,32	8,20	09.05.12	18:14:46	18:16:45
101,17	29,70	76,40	52,91	40,11	194,60	10,93	07.05.12	18:10:26	18:12:30
118,99	29,80	76,50	52,34	39,54	178,32	12,87	07.05.12	16:01:54	16:05:10
139,92	29,89	76,59	52,72	39,92	149,46	15,13	09.05.12	14:30:17	14:32:37
160,90	30,07	76,77	52,55	39,75	121,67	17,54	09.05.12	15:34:30	15:35:54
160,83	29,75	76,45	52,28	39,48	111,54	18,47	09.05.12	15:39:45	15:42:10
181,15	29,80	76,50	52,37	39,57	70,47	21,33	09.05.12	16:56:44	16:58:48
h1 = 765 mm, h2 = 200 mm									
58,27	24,93	71,63	52,51	39,71	229,18	6,01	10.05.12	10:59:01	11:00:16
80,70	24,27	70,97	52,80	40,00	192,90	8,42	09.05.12	18:29:30	18:30:35
80,59	24,54	71,24	52,49	39,69	195,36	8,75	09.05.12	18:36:50	18:38:50
101,75	24,30	71,00	52,34	39,54	167,80	11,24	07.05.12	18:24:30	18:26:30
119,59	25,08	71,78	52,75	39,95	156,18	12,56	07.05.12	16:11:33	16:13:35
140,32	24,70	71,40	52,77	39,97	118,26	15,82	09.05.12	14:40:43	14:43:15
161,28	24,62	71,32	52,83	40,03	75,43	18,51	09.05.12	16:03:38	16:05:44
181,82	25,35	72,05	52,92	40,12	47,14	20,78	09.05.12	17:08:25	17:09:49
181,72	25,48	72,18	52,42	39,62	46,64	21,18	09.05.12	17:10:55	17:12:55

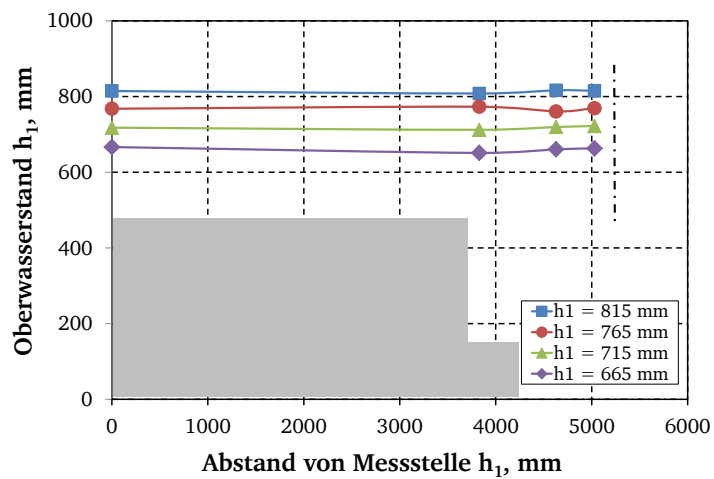
Q Ist	WSP 1	h1	WSP 2	h2	Drehmoment	Drehzahl	Messzeit		
[l/s]	[cm]	[cm]	[cm]	[cm]	[Nm]	[1/min]	[Datum, Messintervall]		
h1 = 715 mm, h2 = 400 mm									
58,45	19,27	65,97	52,86	40,06	189,26	5,78	10.05.12	10:53:12	10:55:20
80,78	19,92	66,62	52,36	39,56	164,74	8,74	09.05.12	18:22:45	18:24:50
102,27	19,16	65,86	52,89	40,09	130,92	11,10	07.05.12	18:43:10	18:45:29
120,19	20,08	65,80	52,59	39,79	121,31	13,22	07.05.12	17:17:25	17:19:35
140,74	19,40	64,41	52,74	39,94	81,31	16,38	09.05.12	15:50:35	15:52:40
161,69	20,28	63,39	52,30	39,50	57,40	18,83	09.05.12	15:46:22	15:48:27
h1 = 715 mm, h2 = 200 mm									
19,08	29,50	76,20	32,13	19,33	385,69	0,00	01.02.12	15:54:36	15:57:44
61,22	30,28	76,98	32,87	20,07	346,60	5,15	01.02.12	14:10:09	14:13:45
80,79	30,25	76,95	32,86	20,06	317,95	7,68	01.02.12	15:11:20	15:15:20
100,36	29,98	76,68	32,28	19,48	282,82	9,89	02.02.12	13:27:00	13:29:05
100,32	30,19	76,89	32,85	20,05	279,00	10,18	02.02.12	13:29:20	13:31:36
120,38	30,14	76,84	32,49	19,69	243,28	12,80	02.02.12	14:16:49	14:20:55
139,86	29,81	76,51	32,86	20,06	212,09	15,08	03.02.12	14:06:57	14:10:04
158,66	29,57	76,27	32,29	19,49	176,04	17,88	03.02.12	14:45:03	14:49:00
179,19	29,40	76,10	34,09	21,29	131,25	21,19	03.02.12	15:57:55	15:58:55
179,19	29,47	76,17	32,83	20,03	145,11	20,26	03.02.12	16:02:25	16:06:43
h1 = 665 mm, h2 = 400 mm									
16,11	24,78	71,48	32,14		352,11	0,00	01.02.12	16:10:23	16:12:23
61,57	25,18	71,88	32,97	20,17	308,29	5,48	01.02.12	14:19:10	14:21:45
61,59	24,85	71,55	32,79	19,99	307,58	5,39	01.02.12	14:25:00	14:28:00
81,27	24,86	71,56	33,06	20,26	281,05	7,85	01.02.12	14:43:00	14:46:00
100,94	25,02	71,72	32,34	19,54	251,48	10,02	02.02.12	13:49:00	13:51:08
100,87	25,15	71,85	33,09	20,29	250,73	10,35	02.02.12	13:52:41	13:54:51
121,11	24,80	71,50	32,22	19,42	219,62	13,01	02.02.12	14:26:39	14:29:46
140,19	24,91	71,61	32,13	19,33	188,41	15,14	03.02.12	14:00:06	14:02:25
160,46	24,90	71,60	32,24	19,44	141,19	18,32	03.02.12	14:37:30	14:40:30
179,79	24,71	71,41	32,99	20,19	106,01	20,80	03.02.12	15:34:37	15:39:42
h1 = 665 mm, h2 = 200 mm									
13,40	19,91	66,61	32,40		316,54	0,00	01.02.12	16:19:50	16:21:50
61,87	20,29	66,99	32,83	20,03	275,07	5,63	01.02.12	14:35:50	14:39:25
81,66	20,29	66,99	33,14	20,34	245,84	8,27	01.02.12	15:01:13	15:05:13
101,46	19,54	66,24	32,66	19,86	214,02	10,69	02.02.12	13:36:48	13:38:48
101,42	20,05	66,75	32,59	19,79	216,13	10,77	02.02.12	13:38:52	13:40:21
121,69	19,33	65,05	32,70	19,90	181,47	13,49	02.02.12	14:40:35	14:42:40
121,69	19,78	65,50	32,58	19,78	186,17	13,27	02.02.12	14:44:01	14:47:15
140,45	19,80	64,81	32,96	20,16	156,02	15,79	03.02.12	14:21:30	14:26:10
161,75	20,12	63,24	32,38	19,58	111,63	18,76	03.02.12	15:22:45	15:27:17

Anhang E

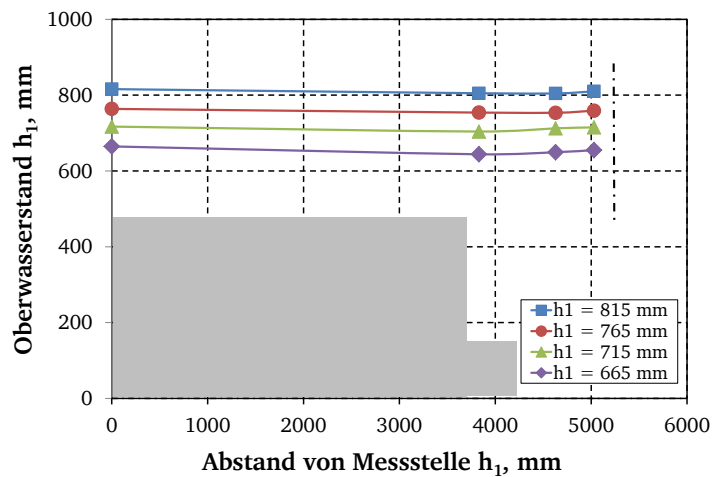
$Q = 80 \text{ l/s}$



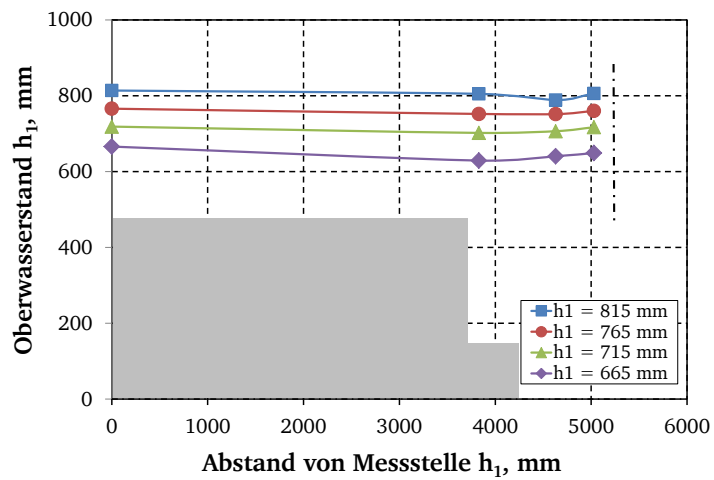
$Q = 100 \text{ l/s}$



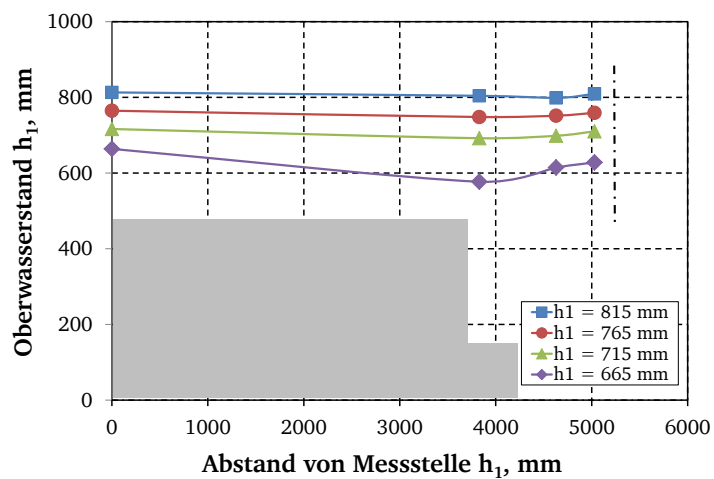
$Q = 120 \text{ l/s}$



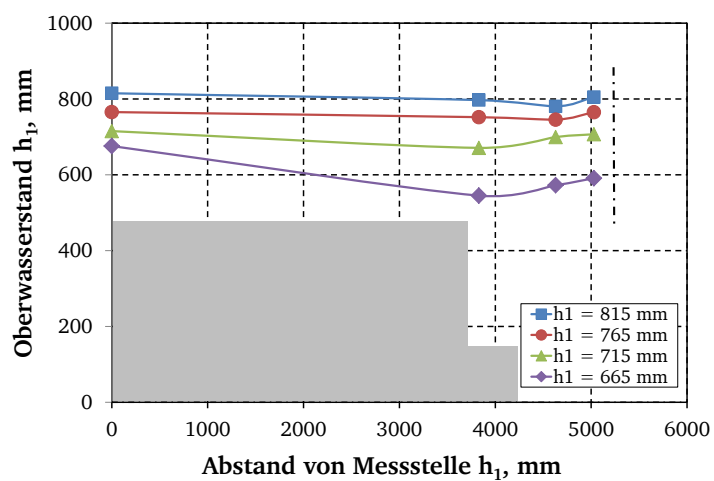
$Q = 140 \text{ l/s}$



$Q = 160 \text{ l/s}$



$Q = 180 \text{ l/s}$



Anhang F

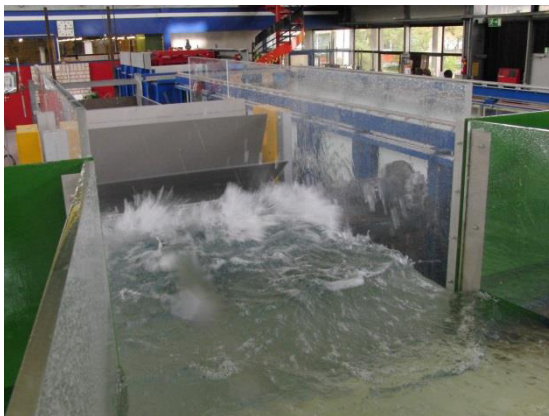
Verwirbelungen und Lufteintrag in den Schaufelzwischenräumen

- a. $Q = 201,5 \text{ l/s}$, $n = 11,3 \text{ U/min}$, $h_1 = 812 \text{ mm}$ und $h_2 = 204 \text{ mm}$ (17.03.2010)
- b. $Q = 121,1 \text{ l/s}$, $n = 6,3 \text{ U/min}$, $h_1 = 817 \text{ mm}$ und $h_2 = 390 \text{ mm}$ (16.03.2010)
- c. $Q = 77,6 \text{ l/s}$, $n = 2,7 \text{ U/min}$, $h_1 = 914 \text{ mm}$ und $h_2 = 200 \text{ mm}$ (22.03.2010)



Wellenbildung im Oberwasser

$Q = 158,8 \text{ l/s}$, $n = 9,0$, $h_1 = 81\text{m}7 \text{ mm}$ und $h_2 = 396 \text{ mm}$ (29.04.2010)



Anheben von Wasser über den Wasserspiegel des Unterwassers

- a. $Q = 201,5 \text{ l/s}$, $n = 11,3$, $h_1 = 812 \text{ mm}$ und $h_2 = 204 \text{ mm}$ (17.03.2010)
- b. $Q = 77,6 \text{ l/s}$, $n = 2,7 \text{ U/min}$, $h_1 = 91\text{m}4 \text{ mm}$ und $h_2 = 200 \text{ mm}$ (22.03.2010)



Anhang G

Verwirbelungen und Lufteintrag in den Schaufelzwischenräumen

$Q = 99,0 \text{ l/s}$, $n = 4,3 \text{ U/min}$, $h_1 = 819 \text{ mm}$ und $h_2 = 192 \text{ mm}$ (09.11.2010)



Lokale Wellenbildung im Oberwasser

$Q = 141,0 \text{ l/s}$, $n = 6,6 \text{ U/min}$, $h_1 = 815 \text{ mm}$ und $h_2 = 97 \text{ mm}$ (04.11.2010)



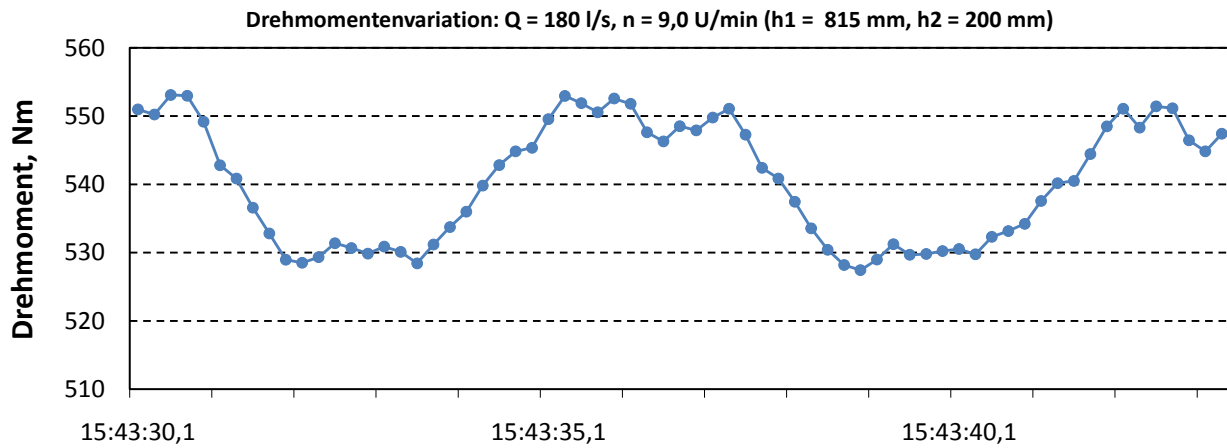
Austauschen der Schaufeln im Unterwasser

$Q = 178,2 \text{ l/s}$, $n = 10,1 \text{ U/min}$, $h_1 = 812 \text{ mm}$ und $h_2 = 401 \text{ mm}$ (04.11.2010)

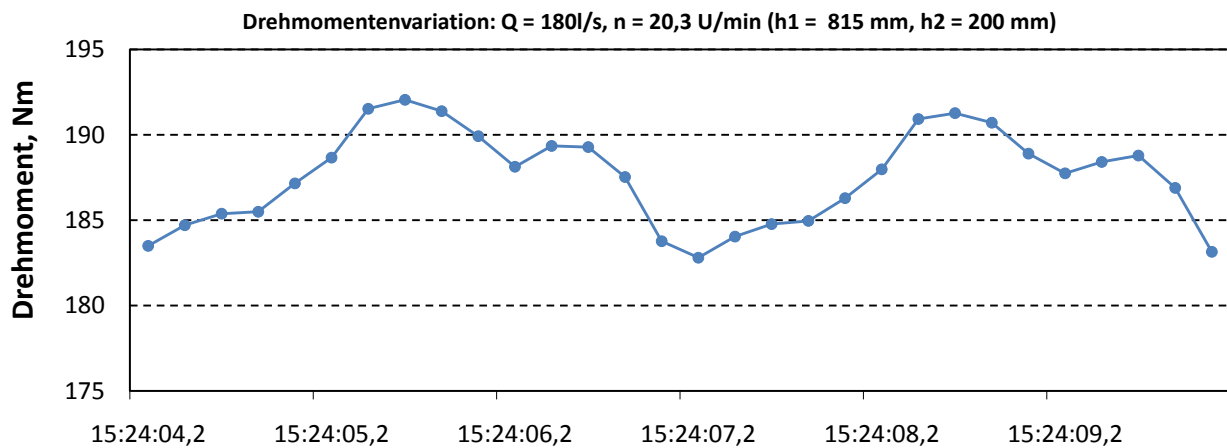


Anhang H

Diagonale Schaufeln mit einem Breitenverhältnis von Schaufeln zu Gerinne von 1:1

















Diagonale Schaufeln mit einem Breitenverhältnis von Schaufeln zu Gerinne von 1:2



Anhang I

Fischarten bei ethohydraulischen Tests (Adam und Engler, 2011)

Aal		Barbe	
Döbel		Barsch	
Groppe		Gründling	
Güster		Hasel	
Hecht		Kaulbarsch	
Nase		Plötze	
Schleie		Ukelei	

**Fischarten und Fischlängen der drei ethohydraulischen Teststaffeln
(nach Adam und Engler, 2011)**

Teststaffel 1

Fischart		Körperlänge, cm	
		Gruppe A	Gruppe B
Aal	<i>Anguilla anguilla</i>	60, 60, 65	40, 60, 70, 70
Barbe	<i>Barbus barbus</i>	12, 13, 54	12, 14, 18, 42
Barsch	<i>Perca fluviatilis</i>	23	-
Döbel	<i>Squalius cephalus</i>	20, 24, 27	19, 21, 28
Gründling	<i>Gobio gobio</i>	10, 11, 11, 12, 13, 14, 14, 15	11, 11, 11, 12, 13, 14, 14, 14, 14, 14
Güster	<i>Blicca bjoerkna</i>	14	9
Hasel	<i>Leuciscus leuciscus</i>	15	12, 15
Hecht	<i>Esox lucius</i>	32	40
Kaulbarsch	<i>Gymnocephalus cernua</i>	13, 14	13, 14
Nase	<i>Chondrostoma nasus</i>	14, 18	13, 17
Plötze	<i>Rutilus rutilus</i>	8, 12, 15, 17, 23, 23, 24, 27, 28	10, 17, 26, 26, 27, 27, 28
Ukelei	<i>Alburnus alburnus</i>	11	-
Anzahl Individuen		35	36

Teststaffel 2

Fischart		Körperlänge, cm	
		Gruppe A	Gruppe B
Aal	<i>Anguilla anguilla</i>	55, 60, 60	55, 60, 70
Barbe	<i>Barbus barbus</i>	19, 25, 27, 35, 42, 45	11, 13, 13, 20, 35, 37
Döbel	<i>Squalius cephalus</i>	13, 14, 25, 25, 31	12, 13, 15, 18, 28, 36
Groppe	<i>Cottus gobio</i>	9, 9	-
Gründling	<i>Gobio gobio</i>	10, 11, 12, 12, 12, 12, 13, 13, 13, 14, 14	10, 10, 12, 13, 13, 14, 14, 14, 15, 15
Hasel	<i>Leuciscus leuciscus</i>	12, 15, 17, 19	16, 27
Hecht	<i>Esox lucius</i>	15	19, 20
Kaulbarsch	<i>Gymnocephalus cernua</i>	12, 13, 13	13
Nase	<i>Chondrostoma nasus</i>	23	-
Plötze	<i>Rutilus rutilus</i>	12, 13, 14, 14, 14, 24, 24	14, 14, 20
Ukelei	<i>Alburnus alburnus</i>	13, 13, 14, 15	10, 12, 13, 14, 14
Anzahl Individuen		47	38

Teststaffel 3

Fischart		Körperlänge, cm	
		Gruppe A	Gruppe B
Aal	<i>Anguilla anguilla</i>	65, 65, 75	60, 60
Barbe	<i>Barbus barbus</i>	21, 37, 41, 50	22, 37, 39
Barbe	<i>Barbus barbus</i>	13, 13	11, 12
Döbel	<i>Squalius cephalus</i>	15, 16, 18, 18, 26, 32, 36	11, 16, 20, 21, 22, 31, 31, 33
Gründling	<i>Gobio gobio</i>	10, 11, 13, 13	11, 13
Hasel	<i>Leuciscus leuciscus</i>	10, 13, 13	11
Kaulbarsch	<i>Gymnocephalus cernua</i>	12	15
Plötze	<i>Rutilus rutilus</i>	11, 15, 16, 17	12, 13, 14, 15
Schleie	<i>Tinca tinca</i>	28	18, 23
Ukelei	<i>Alburnus alburnus</i>	13, 13, 13, 14, 16, 18	15, 15, 15, 16, 16
Anzahl Individuen		47	38

Zur Autorin:

Silke Schneider wurde 1981 in Erbach/Odenwald geboren. Nach ihrem Diplomstudium des Bauingenieurwesens an der Technischen Universität Darmstadt und der KTH in Stockholm mit den Schwerpunkten Wasserbau, Ingenieurhydrologie und Wasserbewirtschaftung, Geotechnik sowie Abwassertechnik und Wasserversorgung war sie von 2008 bis 2012 als Wissenschaftliche Mitarbeiterin am Fachgebiet Wasserbau des Instituts für Wasserbau und Wasserwirtschaft der Technischen Universität Darmstadt beschäftigt. In dieser Zeit arbeitete sie im europäischen Verbundprojekt „Hydropower Converters for very low head differences – Hylow“ mit und übernahm zudem Aufgaben in der Lehre. Von 2012 bis 2014 absolvierte Frau Schneider das technische Referendariat der Fachrichtung Umwelttechnik beim Land Hessen und schloss dieses mit dem Staatsexamen ab. Seit Herbst 2014 arbeitet sie beim Regierungspräsidium Darmstadt im Dezernat Grundwasser.

GESAMTVERZEICHNIS

der bisherigen „Technischen Berichte über Ingenieurhydrologie und Hydraulik“

*Bestellungen beim
Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft
Fachgebiet Ingenieurhydrologie und Wasserbewirtschaftung
Franziska-Braun-Straße 7, D-64287 Darmstadt*

- | | |
|--|---|
| Nr. 1/1965
H. Lacher | (vergriffen)
Über das Kriechverhalten destillierter Bitumina unter Zugrundelegung der Theorie der linearen Viskosität |
| Nr. 2/1966
J. Bock | Einfluß der Querschnittsform auf die Widerstandsbeiwerte offener Gerinne |
| Nr. 3/1967
P. Unger | (vergriffen)
Berechnung instationärer Abflußvorgänge in natürlichen Gerinnen unter Verwendung eines von der Gerinneform unabhängigen Rauigkeitsmaßes |
| Nr. 4/1968
W. Tiedt | (vergriffen)
Berechnung des laminaren und turbulenten Reibungswiderstandes konzentrischer und exzentrischer Ringspalte |
| Nr. 5/1969
R. Schröder
B. Scherer | Häufigkeitsanalyse hydrologischer Daten
Unverzerrtes Hele-Shaw-Modell für instationäre Grundwasserströmungen mit freier Oberfläche |
| Nr. 6/1970
D. Krause | Einfluß der Trassierungselemente auf den Spiegelverlauf in gekrümmten Schussrinnen |
| Nr. 7/1971
W. Tiedt | Hydrodynamische Untersuchung des Teilfüllungsproblems, Gesetzmäßigkeiten des Abflusses in technisch rauhen Kreisgerinnen bei laminarer und turbulenter Strömung |
| Nr. 8/1972
M. T. Monzavi | Widerstandsgesetz auf statistischer Basis für extreme natürliche Rauigkeiten in Druckrohren |
| Nr. 9/1973
B. Scherer | Die Entwicklung und Anwendung eindimensionaler Modelle der zweidimensionalen Grundwasserbewegungen in Fluß-, Graben- und Drainnähe |
| Nr. 10/1973
diverse Autoren | (vergriffen)
Sammlung von Kurzberichten 1965 – 1972 |

- Nr. 11/1974** (vergriffen)
 E. Zäschke Widerstandsmindernde Wirkung hochmolekularer Zusätze beim Transport Newtonscher Flüssigkeiten in geschlossenen Leitungen
 R. Schröder u. Über das hydraulische Widerstandsverhalten von Beton- und Stahlbeton-
 D. Knauf rohren im Übergangsbereich
 H. Lacher Konstruktionshilfe für Strömungsnetze ebener Potentialströmungen mittels Elementarströmungen
 H. Lacher u. Einfluß von Teilfüllungsgrad und von Wanddicke des porösen
 M. T. Monzavi Rohrmantels auf die Ergiebigkeit von Betonfilterrohren
 H. Lacher u. Untersuchung zur Ermittlung der Abflußleistung poröser Betonfilterrohre
 K. J. Ueker unter natürlichen Bedingungen
 G. Euler u. Berechnung von Hochwasserabläufen mit Näherungsverfahren und
 A. Koussis Anwendung
 H. Lacher Neuere Methoden der Wissensvermittlung im Fach „Hydraulik“, erläutert am Lehrbeispiel „Hydrostatik räumlich gekrümmter Oberflächen“
- Nr. 12/1974**
 H. J. Dallwig Fließformeln und Formbeiwert - eine kritische Untersuchung üblicher
 Berechnungsmethoden für Gerinneströmungen
 R. Schröder Wirkung periodischer Wandwelligkeiten auf den Strömungswiderstand
- Nr. 13/1974** (vergriffen)
 D. Belke Die statistische Analyse von Grundwasserständen mit dem Ziel der Extremwertprognose
- Nr. 14/1975** (vergriffen)
 G. Euler Die Simulation der Niederschlagsaufteilung für Hochwasserabfluß-Modelle
- Nr. 15/1975**
 A. Koussis Ein verbessertes Näherungsverfahren zur Berechnung von Hochwasserabläufen
- Nr. 16/1975**
 G. Lass Berechnung von Horizontalfilterbrunnen mit beliebig angeordneten Filterrohren
- Nr. 17/1976** (vergriffen)
 D. Knauf Die Abflußbildung in schneebedeckten Einzugsgebieten des Mittelgebirges
- Nr. 18/1977**
 H. Bischoff Die Berechnung von Potentialfeldern mit der Randintegralmethode, dargestellt am Beispiel der ebenen Grundwasserbewegung
- Nr. 19/1977**
 I. David Grundwasserfassungsanlagen mit Filterrohren
- Nr. 20/1977** (vergriffen)
 Diverse Autoren Sammlung von Kurzberichten 1972 - 1977
- Nr. 21/1978**
 O. Gieseler Einfluß der äquivalenten Sandrauhigkeit auf die Lage des Wechselsprungs bei Umlenkung eines frei fallenden runden Flüssigkeitsstrahls an einer ebenen Platte

Nr. 22/1978

- R. Schröder Forschungsarbeiten des Instituts für Hydraulik und Hydrologie
D. Belke u. Simulation zur Nutzraumoptimierung einer Talsperre
G. Euler u. Ein detailliertes mathematisches Modell zur Simulation von Hochwasserwellen am Beispiel der Nidda
- R. Wackermann
T. Brandt Der Austausch von Oberflächen- und Grundwasser
R. Schröder Gestaltung von Offshore-Bauwerken für die Kühlwasserversorgung thermischer Kraftwerke
- H. Lacher u. Zum Problem des Regenwasserabflusses auf Fahrbahnen
F. Thiele
W. Tiedt Druckspüler/Spülkasten - ein Beitrag zur Hydraulik zweier Spülsysteme der Sanitärtechnik
- O. Gieseler Hydraulische und mechanische Verfahren zur Ermittlung von Rauigkeiten

Nr. 23/1978

- A. Holderbaum Hydraulische Untersuchung zur Ermittlung der Wasserfilmdicken auf berechneten Fahrbahnoberflächen

Nr. 24/1979

- T. Brandt Modell zur Abflußgangliniensimulation unter besonderer Berücksichtigung des grundwasserbürtigen Abflusses

Nr. 25/1980

- N. Könnemann Der wechselseitige Einfluß von Vorland und Flußbett auf das Widerstandsverhalten offener Gerinne mit gegliederten Querschnitten

Nr. 26/1981

- R. Wackermann Ein Rasterverfahren mit flächenvariabler Systemfunktion zur Simulation von Hochwasserganglinien aus großen Einzugsgebieten

Nr. 27/1981

- A. Holderbaum Modellversuche zum Abfluß von Niederschlagswasser auf Verwindungs-Strecken

Nr. 28/1982

- H. J. Dallwig Zur Leistungsfähigkeit von Kelchüberfällen

Nr. 29/1982

- R. Schröder In memoriam Hannes Lacher - Geleitwort
H. Lacher Über die viskoelastischen Eigenschaften von destilliertem Bitumen
H. Lacher u. Experimentelle Erfahrungen mit Filterrohren als Grundlage ihrer hydraulischen Bemessung
R. Schröder
H. Lacher Grundwasserabfluß mit freier Oberfläche, Auszug aus dem Textbuch zur Technischen Hydraulik
- H. Lacher Anwendung der Randintegralmethode zur Berechnung der Leistungsfähigkeit von teilgefüllten Rohren
B. Söhngen
H. Bischoff
H. Lacher Verallgemeinertes Berechnungsverfahren nach Dupuit-Forchheimer für Grundwasserleiter beliebig hoher Durchlässigkeit
- H. Lacher Anwendung der Feldintegralmethode zur Berechnung der Durchströmung von Steinschüttedämmen
H. Bischoff
B. Söhngen
- F. Zior u. Ein neues Meßverfahren für die Bestimmung der Oberflächenrauigkeit von Kanalwandungen
H. Lacher
H. Gerdes u. Die Berechnung dreidimensionaler Grundwasserströmung mit Mitteln der ebenen Potentialtheorie
H. Lacher

Fortsetzung Nr. 29/1982

- | | |
|----------------|--|
| F. Zior u. | Entwicklung einer konduktometrischen Sonde zur Messung von |
| H. Lacher | Wasserfilmdicken auf Fahrbahnoberflächen |
| H. Lacher u. | Schiffahrtsbedingte Wasserdruckausbreitung in Kanalböschungen |
| E. Zäschke | |
| F. Thiele u. | Probleme der Straßenentwässerung und neue Bemessungsmethoden |
| H. Lacher | Die Berechnung der Ergiebigkeit von Drainagesystemen in horizontal |
| B. Söhngen, | ausgedehnten Grundwassersystemen |
| H. Bischoff u. | |
| H. Lacher | Zur Begründung der Konzentrationszeit aus der Sicht der Hydraulik |
| H. Lacher | Humor im Wasserbaulichen Versuchswesen: Versuchsanordnung zur |
| | Bestimmung der äquivalenten Sandrauhigkeit von Steinzeugrohren |

Nr. 30/1983

- | | |
|-----------------|--|
| Diverse Autoren | Sammlung von Kurzberichten 1978 - 1983 |
|-----------------|--|

Nr. 31/1983

- | | |
|-----------|---|
| F. Thiele | Fahrbahnlängsentwässerung im Straßengerinne und ein Entwurf für |
| | zukünftige Richtlinien zur Bemessung |

Nr. 32/1984

- | | |
|----------|---|
| U. Höfer | Beginn der Sedimentbewegung bei Gewässersohlen mit Riffeln oder |
| | Dünen |

Nr. 33/1985

- | | |
|----------------|---|
| G. Euler | Die Berechnung des Schmutzwasserabflusses aus Niederschlägen: |
| C. Heinzelmann | Eine vergleichende Darstellung und Wertung der Modellansätze |
| D. Jacobi | |

Nr. 34/1985

- | | |
|-----------|--|
| H. Gerdes | Berechnung dreidimensionaler Grundwasserströmung mit Mitteln der |
| | ebenen Potentialtheorie am Beispiel des Sickerstollens |

Nr. 35/1986

- | | |
|-----------------|---|
| Diverse Autoren | Stofftransport im Wasser - Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium |
| | 1985: Zusammenstellung der Referate |

Nr. 36/1986

- | | |
|-------------|--|
| R. Schröder | Diskontinuierliche Abflußvorgänge in Freispiegelrinnen: Randwalzen |
| R. Schröder | Die turbulente Strömung im freien Wechselsprung: Deckwalze |
| C. Kraus | Walzenbildung im Kolk |

Nr. 37/1987

- | | |
|----------------|---|
| C. Heinzelmann | Transportbeginn auf geriffelter Sohle unter dem Einfluß einer stationär |
| U. Höfer | gleichförmigen Strömung mit überlagerter Schwallwelle |

Nr. 38/1987

- | | |
|---------|---|
| F. Zior | Regenwasserabfluß auf Fahrbahnoberflächen: experimentelle und |
| | theoretische Untersuchungen |

Nr. 39/1987

- | | |
|------------|---|
| B. Söhngen | Das Formbeiwertkonzept zur Berechnung des Fließwiderstandes in Rohren |
| | und Gerinnen |

Nr. 40/1988

Diverse Autoren Lösungsansätze zu aktuellen Problemen im Wasserbau - Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 1987: Zusammenstellung der Referate

Nr. 41/1987

G. J. Weiß Abfluß- und Wasserstandssteuerung in offenen Gerinnen mit Hilfe selbstregulierender Schwimmkörper

Nr. 42/1989

H. Zaiß Simulation ereignisspezifischer Einflüsse des Niederschlag-Abfluß-Prozesses von Hochwasserereignissen kleiner Einzugsgebiete mit Niederschlag-Abfluß-Modellen

Nr. 43/1990

Diverse Autoren Hydraulik und Hydrologie im Stadtbauwesen - Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 1989: Zusammenstellung der Referate

Nr. 44/1990

H. Wegner Steuerung für kleine Hochwasserschutzräume

Nr. 45/1991

U. Drechsel Repräsentanz und Übertragbarkeit von Niederschlagsersatz-belastungen zur Durchführung von Schmutzfrachtberechnungen

Nr. 46/1991

J. Lang Analyse und Simulation des Feuchtekontinuums auf Straßenoberflächen

Nr. 47/1992

G. J. Weiß Sohlenbeanspruchung und Sedimenttransport unter Einzelwellen

Nr. 48/1992

C. Heinzelmann Hydraulische Untersuchung über den Einfluß benthischer Diatomeenfilme auf Strömungswiderstand und Transportbeginn ebener Sandsohlen

Nr. 49/1993

J. Kühlborn Wachstum und Wanderung von Sedimentriffeln

Nr. 50/1995

M. Schuster Transportkritische Schubspannungen bei verschiedenen Sohlenzuständen, insbesondere unter Einzelwellenbelastung bei stationärer Grundströmung

Nr. 51/1993

(vergriffen)

Diverse Autoren Dezentraler Hochwasserrückhalt - Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 1992: Zusammenstellung der Referate

Nr. 52/1994

N. Engel Hydrologische Simulation der Abflußtransformation in Kanalisationsnetzen

Nr. 53/1995

Diverse Autoren Die modellgestützte Bewirtschaftung intensiv genutzter Einzugsgebiete - Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 1994: Zusammenstellung der Referate

Nr. 54/1996

S. Wallisch

Ein mathematisches Modell zur Berechnung der hydromechanischen Beanspruchung von Riffelsohlen

GESAMTVERZEICHNIS (ISSN 0340-4005)
der bisherigen Wasserbau-Mitteilungen der TH Darmstadt
(teilweise Kurztitel)

*Bestellungen beim
Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft
Fachgebiet Wasserbau und Hydraulik
Franziska-Braun-Straße 7, D-64287 Darmstadt
Selbstkostenpreis EURO 20,- je Heft*

- Heft 1/März 66** (vergriffen)
Bassler, F. Vorwort des Herausgebers
Linder, R. Hochwasserentlastung von Staustufen durch Schiffsschleusen
Bassler, F. Beginnt die Epoche der Gezeitenkraftwerke?
Elshazli, S. Die Bedeutung der Wasserkraft für die ägyptische Wirtschaft
- Heft 2/Juli 67** (vergriffen)
Uhlig, D. Probleme des landwirtschaftlichen Wasserbaus in Lybien
Bassler, F. Eindrücke vom ICID-Kongreß in Indien
Sauer, H.-D. Zentral messendes Wasserstands-Registriergerät für Modelle mit instationärer Strömung
Bassler, F. Die Nutzung von Meerwasser in der Kattara-Senke/Ägypten
- Heft 3/Dez. 68** (vergriffen)
Müller, J. Weltregister der Pumpspeicherkraftwerke
Bassler, F. Wasserwirtschaftliche Sonderaufgaben in Entwicklungsländern
Bayer, E. Die Versuchseinrichtungen des Instituts für Wasserbau und Wasserwirtschaft
Mäder, Ch. Die Exkursionen des Lehrstuhls für Wasserbau und Wasserwirtschaft
Bassler, F. Scheme for Qattara Depression/Egypt
- Heft 4/Aug. 69**
Bayer, E. Gestaltung der Rampenbauwerke für Flussfähren
- Heft 5/Nov. 69**
Sauer, H.-D. Industrierwasserentnahme aus schwebstoffreichen Flüssen
- Heft 6/Okt. 70**
Schröder, W. Ausbaugefällebemessung alluvialer Bachstrecken nach dem Sandtransportvermögen
- Heft 7/Feb. 71**
Müller, J. Auswirkungen eines Unterbeckens für Pumpspeicherung auf die Wasserwirtschaft
Bassler, F. Nuklearausbruch und Pumpspeicherung als Kostenfaktoren der Wasserkraftanlage in der Kattara-Senke/Ägypten
- Heft 8/Juli 71**
Bassler, F. 10 Jahre Lehre und Forschung in Wasserbau und Wasserwirtschaft an der Technischen Hochschule Darmstadt
Mäder, Ch. Modellversuche zur Umgestaltung des Mains bei Aschaffenburg
Schmidtke, R. Projektstudie zur Regelung des Rio Mantaro in der Hochebene von Huancayo/Peru
Schröder, W. Projektstudie zur Ufersicherung am Amazonas bei Iquitos/Peru
Sulser, P. Gedanken zu den Exkursionen eines Wasserbaulehrstuhls

Fortsetzung Heft 8/Juli 71

- Täubert, U. Modellversuche für Hochwasserentlastungsanlage Staudamm Poza Honda/Ecuador
Uhlig, D. Das Bewässerungsprojekt Al Hassa/Saudi Arabien
Bassler, F. Studieneinführung Bauingenieurwesen, Fachgebiet Wasserbau und Wasserwirtschaft

Heft 9/Nov. 71

- Mäder, Ch. Strömungen durch Luftblasenschleier in stehenden und fließenden Gewässern

Heft 10/Aug. 72

- Schmidtke, R. Ein Kostenzurechnungsmodell für wasserwirtschaftliche Mehrzweckprojekte

Heft 11/Dez. 73

- (vergriffen)
Sulser, P. Berührungslose Wasserstandsmessung mittels kontinuierlicher Kondensatorumladung
Börner, R. Internationale Pumpspeicherbibliographie 1900 bis 1960
Bassler, F. Solar Depression Power Plant of Qattara/Egypt
Täubert, U. Der Abfluß in Schußrinnenversuchen
Bassler, F. Pumpspeicherkraftwerke an schiffbaren Wasserstraßen u. a.

Heft 12/Apr. 74

- Täubert, U. Wasserwirtschaftliche Systemanalyse des Wärmehaushalts von Flüssen

Heft 13/Dez. 75

- (vergriffen)
Bassler, F. Neue Vorschläge für die Entwicklung der Kattara-Senke/Ägypten
Bassler, F. New Proposals to Develop Qattara Depression/Egypt
Börner, R. Moorentwässerung in Finnland
Börner, R. Internationale Pumpspeicherbibliographie 1961 bis 1965
Gräb, E. Konstruktion und Umbau einer Kipprinne
Sulser, P. Die Wasserbau-Exkursionen des Instituts in den Jahren 1970 bis 1975, Forschungsvorhaben und Veröffentlichungen 1970 bis 1975

Heft 14/März 77

- Kriesel, E. Wasserwirtschaftliche Aspekte thermischer Energiequellen

Heft 15/Mai 77

- Börner, R. Einsatzmöglichkeiten der Mehrzweckpumpspeicherung in Entwicklungsländern

Heft 16/Juli 77

- (vergriffen)
Franzius, V. Der Sickerwasserabfluß aus Mülldeponien - Ein mathematisches Modell

Heft 17/ Aug. 77

- (vergriffen)
Tönsmann, F. Verringerung des Feststoffbetriebs in Entnahmebauwerken an Bächen

Heft 18/Dez. 77

- (vergriffen)
Bassler, F.D. ie Energiequellen Fluss- und Meerwasser
Bassler, F. Speisung der Schiffahrtskanäle mit Scheitelhaltung
u.a.
Bassler, F. 100 Jahre Bauingenieurwesen Arab Republic of Egypt : Qattara Depression
Bassler, F. Tätigkeiten als Ordinarius für Wasserbau und Wasserwirtschaft

Heft 19/Dez. 78

- Sulser, P. Drucklufteinleitung in Flüsse zur Steuerung des Geschiebetransports

- Heft 20/Juni 79** (vergriffen)
Friedrich Bassler 70 Jahre/Ansprache und Aufsätze zu seiner Emeritierung
- Heft 21/März 81**
Döring, M. Einflüsse der Wassernutzung thermischer Kraftwerke auf Gewässer
- Heft 22/Aug. 83**
Albert, W. Solarteich - Kollektor und Wärmespeicher
Gonsowski, P. Bodenluftkompression bei Wasserinfiltration
Gonsowski, P. Selbstdichtung von Fließgewässern
Kaiser, W. Modellversuch HW-Entlastung Sösetalsperre
Wieland, H.
Krier, H. Erfahrungen bei Beregnungsanlagen im Hessischen Ried
Krier, H. Erosionsbeginn bei kohäsiver Wasserlaufsohle
Wieland, H. Modellversuch zur Hochwasser-Entlastung der Kulmke-Sperre/Harz
- Heft 23/Sep. 84** (vergriffen)
Kaiser, W. Fließwiderstandsverhalten in Gerinnen mit durchströmten Ufergehölzzonen
- Heft 24/Feb. 85** (vergriffen)
Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 1984 „Hochwasser am Oberrhein“
- Heft 25/Aug. 87**
Wieland, H. Hydraulische Bemessung von Tosbecken für Überfallstrahlen und der Druckbelastung der Sohle
- Heft 26/Feb. 87** Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 1986 „Planungsansätze Ökologie - Wasserwirtschaft, so nicht! - wie dann?“
- Heft 27/Juli 87**
Krier, H. Zum Langzeiterosionsverhalten kohäsiver Fließgewässersohlen
- Heft 28/Sep. 87**
Gonsowski, P. Der Einfluß der Bodenluftkompression auf die vertikale Infiltration von Wasser in Sanden
- Heft 29/Dez. 89** Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 1988 `Fließgewässer – Stillgewässer
- Heft 30/Dez.89** (vergriffen)
Albert, W. Die Gebietsverdunstung von Waldstandorten aus der Simulation von Grundwasserganglinien mit klimatischem Bodenwasserhaushaltsmodell
- Heft 31/Feb. 90**
Weiß, J. Berücksichtigung der Hysterse der Wasserspannung bei der Berechnung der vertikalen Wasserbewegung in natürlichen Sandböden
- Heft 32/März 90** Festschrift zum 60. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. Josef Mock

- Heft 33/Aug. 90**
Theune, Ch. Hydrological and Economical Aspects of Agronomically Productive Percolation Systems
- Heft 34/Dez. 90** (vergriffen)
Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 1990
Umweltverträglichkeitsprüfung in der Wasserwirtschaft
- Heft 35/Nov. 91** (vergriffen)
Nuding, A. Fließwiderstandsverhalten in Gerinnen mit Ufergebüsch - Entwicklung eines Fließgesetzes für Fließgewässer mit und ohne Gehölzufer, unter besonderer Berücksichtigung von Ufergebüsch
- Heft 36/Dez. 91** Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 1991 „Boden- und Grundwasserschutz - anwendungsorientierte Forschung und Verfahren“
- Heft 37/März 92**
Zimmermann, E. Phänomenologische Untersuchungen bei der Erosion einer kohäsiven Sohle
- Heft 38/Dez. 93** Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 1993 `Ökologisch orientierte Gewässersanierung und -pflege
- Heft 39/Dez. 93**
Ruiz
Rodriguez, E. Bodenluftströmung in teilgesättigten Böden
- Heft 40/Dez. 95** Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 1995 „Hochwassergefahren am Oberrhein“ und Fachseminar „Abflußabhängigkeit der morphologischen und biologischen Verhältnisse von Fließgewässern bei Niedrigwasser“
- Heft 41/Juli 99**
von der Hude Die Kapillarsperre als Oberflächenabdichtungssystem von Deponien und Altlasten - Rinnenversuche und Bemessungsregeln

Die Reihe der „Wasserbau-Mitteilungen der TH Darmstadt“ wird zusammen mit den „Technischen Berichten über Ingenieurhydrologie und Hydraulik“ als **„Mitteilungen des Instituts für Wasserbau und Wasserwirtschaft der TU Darmstadt“** (ISSN 1430-3434) fortgesetzt. Die neue Nummerierung ergibt sich aus der Summe der Hefte beider Vorgängerreihen.

Selbstkostenpreis EURO 20,- je Heft. Bestellungen beim

*Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft
Fachgebiet Ingenieurhydrologie und Wasserbewirtschaftung
Franziska-Braun-Straße 7, D-64287 Darmstadt*

oder

*Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft
Fachgebiet Wasserbau und Hydraulik
Franziska-Braun-Straße 7, D-64287 Darmstadt*

- Heft 96/1996** (vergriffen)
Träbing, K. Ökomorphologische Kenngrößen für die Strukturvielfalt von Fließgewässern
- Heft 97/1997**
Jelinek, D. Die Kapillarsperre als Oberflächenbarriere für Deponien und Altlasten - Langzeitstudien und praktische Erfahrungen in Feldversuchen
- Heft 98/1997** Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 1996 `Numerische Simulationen im Wasserbau
- Heft 99/1997** Berichte zur Ingenieurhydrologie und Wasserbewirtschaftung
- Heft 100/1998**
Kilian, T. Abflußcharakteristika und potentiell natürliche Gerinnegrundrißformen hessischer Fließgewässer
- Heft 101/1997**
Döring, M. Die römische Wasserleitung von Pondel im Val d'Aosta/Italien. Bestandsaufnahme des Bauwerks aus dem Jahre 3 v. Chr.
- Heft 102/1998**
Schmidt, T.R. Einfluß der Wandrauigkeitsstruktur auf die Geschwindigkeitsverteilung ausgebildeter, turbulenter Strömungen in Kreisrohren
- Heft 103/1998** Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 1997 „Betrieb und Steuerung von Speichern und Stauhaltungen unter sich ändernden Randbedingungen“
- Heft 104/1998**
Bettmann, T. Dezentrale Regenwasserbewirtschaftung und deren Auswirkungen auf die Regenwasserbehandlung in urbanen Gewässereinzugsgebieten
- Heft 105/1998**
Seid, A.H. Modelling the Influence of Shrinkage Cracks on Overland Flow
- Heft 106/1999** (Nachdruck)
Zanke, U. Zur Physik von strömungsgetriebenem Sediment (Geschiebetrieb)
- Heft 107/1999**
Obermann, I. Modellierung des Wasserhaushaltes von Deponien vorbehandelter Siedlungsabfälle

Heft 108/1999	Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 1998 Mischwasserbehandlung - Planung, Prüfung, Vollzug -
Heft 109/2000 Kämpf, M.	Fließprozesse in Kapillarsperren zur Oberflächenabdichtung von Deponien und Altlasten - Grundlagen zur hydraulischen Bemessung
Heft 110/2000 Lempert, M.	Ein GIS gekoppeltes rasterbasiertes Modell zur Berechnung des Wasserhaushaltes kleiner Einzugsgebiete
Heft 111/2000	(vergriffen) Darmstädter Wasserbauliche Kolloquium 1999 „Fließ- und Ausbreitungsvorgänge in aquatischen Grenzräumen“
Heft 112/2000	100-Jahr-Feier des Instituts für Wasserbau und Wasserwirtschaft mit Festvortrag von Prof. Dr.-Ing., Dr.-Ing. E.h. J. Plate
Heft 113/2000 Mehler, R.	(vergriffen) Mischwasserbehandlung - Verfahren und Modellierung
Heft 114/2000 Lenk, M.	(Nachdruck) Hydraulische Austauschvorgänge zwischen fließender Welle und Interstitial - Felduntersuchungen in einer Pool-Riffle-Sequenz an der oberen Lahn
Heft 115/2000 Saenger, N.	(Nachdruck) Identifikation von Austauschprozessen zwischen Fließgewässer und hyporheischer Zone
Heft 116/2000 Sieker, H.	Generelle Planung der Regenwasserbewirtschaftung in Siedlungsgebieten
Heft 117/2001 Hailu, D.	Optimal planning and water management of irrigation systems
Heft 118/2001 Lohr, H.	Simulation, Bewertung und Optimierung von Betriebsregeln für wasserwirtschaftliche Speichersysteme
Heft 119/2001 Bente, St.	Eine Software-gestützte Methodik zur Voreinschätzung der wasserwirtschaftlichen Auswirkungen von Maßnahmen der naturnahen Regenwasserbewirtschaftung
Heft 120/2001 Zanke, U.	Zum Einfluß der Turbulenz auf den Beginn der Sedimentbewegung
Heft 121/2002 Hirschhäuser, T., Zanke, U.	Morphologische Langfristprognose für das System Tidebecken-Außensände am Beispiel Sylts und der Dithmarscher Bucht
Heft 122/2002	Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 2000 Integrierte Gewässerbewirtschaftung in Verwaltung, Wissenschaft und Praxis
Heft 123/2002 Kraus, T.	Rauheitsänderung durch Biofilmbewuchs in Druckrohrleitungen
Heft 124/2002 Luckner, T.	Zum Bewegungsbeginn von Sedimenten

- Heft 125/2002**
Holfelder, T. Temperaturbeeinflusste Transportprozesse in Kapillarsperren zur Oberflächenabdichtung von Deponien und Altlasten
- Heft 126/2003**
Mewis, P. Morphodynamisch-numerische Modellierung von Flußkurven
- Heft 127/2003**
Wetzstein, A. Berechnung von Entlastungsabflüssen an gedrosselten Streichwehren auf der Basis von gemessenen Wasserständen
- Heft 128/2003**
Hirschhäuser, T. Sedimentologische und biologische Aspekte der morphodynamischen Modellierung von Tidebecken
- Heft 129/2003** Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 2003 „Hochwasserschutz“
- Heft 130/2003** Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium 2001
Aktuelle Themen aus Hydromechanik, Wasserbau und Hydrologie
- Heft 131/2003**
Witting, M. Simulation von Küstenlängs- und Küstenquertransport im 2DH-morphodynamischen Modell TIMOR3
- Heft 132/2003**
Krebs, M. Untersuchung instationärer oszillierender Strömungen in buhnenverbauten Flußabschnitten und ihre Bedeutung für morphodynamische Berechnungen
- Heft 133/2004**
Kudo, Eiji Sustainable Water Management in an Urbanizing River Basin in Japan, Based on Integrated Modeling Technique
- Heft 134/2005**
Gebrewubet, Y. Numerical Modeling of Koka Reservoir Sedimentation
- Heft 135/2006**
Schadrac, I. Nouvelle approche méthodologique pour l'analyse de la sécurité hydrologique des barrages en contexte sahélien soumis à une variabilité climatique
- Heft 136/2006**
Link, O. Untersuchung der Kolkung an einem schlanken zylindrischen Pfeiler in sandigem Boden
- Heft 137/2006**
Muschalla, D. Evolutionäre multikriterielle Optimierung komplexer wasserwirtschaftlicher Systeme
- Heft 138/2006**
Klawitter, A. Ein Modellkonzept zur integrativen Betrachtung von Urban- und Ruralhydrologie auf Einzugsgebietsebene
- Heft 139/2006** Darmstädter Wasserbauliches Kolloquium / DWA-Seminar 2005
„Feststofftransportmodelle“
- Heft 140/2006**
Wurpts, A. Numerische Simulation von Dichteeffekten am Beispiel der Umlagerung von Baggergut im Ästuarbereich

- Heft 141/2007**
Seydell, I. Einlagerung von Feinstoffen in eine Flusssohle und Wasseraustausch zwischen Fluss und Interstitial – Naturuntersuchungen an einer Kiesquerbank der Lahn bei Marburg
- Heft 142/2007**
Döring, M. Römische Häfen, Aquädukte und Zisternen in Campanien: Bestandsaufnahme der antiken Wasserbauten
- Heft 143/2007**
Winterscheid, A. Szenariotechnik im Hochwasserrisikomanagement
- Heft 144/2008**
Zanke, U.C.E. On Applicability of Morphodynamic Acceleration in Morphodynamic Simulations
- Heft 145/2009**
Schröter, K.A. Contribution to the Uncertainty Analysis of Distributed Hydrological Models
- Heft 146/2009**
Roland, A. Entwicklung von WWM II -Zur Seegangmodellierung auf unregelmäßigen Gitternetzen-
- Heft 147/2009**
Wiesemann, J.-U. Zum Sedimenttransport auf quergeneigter Sohle
- Heft 148/2009**
Zhou, X. Morphodynamic Response of Yangtze River Estuary to Sea Level Rise and Human Interferences
- Heft 149/2011**
Diab, R. Experimental Investigation on Scouring around Piers of different Shape and Alignment in Gravel
- Heft 150/2015**
Nasner, H. Sedimentation in Brackwasserhäfen
Pieper, R.
Torn, P.
- Heft 151/2015**
Kubetzek, T. Erosion an geotextilbewehrten Deichen bei langeinstauenden Hochwassern und Deichüberströmung
- Heft 152/2016**
Schneider, S. Funktionsanalyse und Wirkungsoptimierung einer Wasserdruckmaschine

ISSN-Nr.: 1430-3434